



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ



**ХАРКІВСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА**

**А. В. КОВАЛЕНКО,
І. Л. СКУРІХІН**

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

з дисципліни

"МЕХАНІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ"

*(для студентів 3–4 курсів усіх форм навчання
напряму підготовки (6.050702) "Електромеханіка" спеціальності
"Електричні системи і комплекси транспортних засобів")*

**Харків
ХНАМГ
2011**

Коваленко А. В. Конспект лекцій з дисципліни «Механічне обладнання транспортних засобів" (для студентів 3–4 курсів усіх форм навчання напряму підготовки (6.050702) "Електромеханіка" спеціальності "Електричні системи і комплекси транспортних засобів")/ А. В. Коваленко, І. Л. Скуріхін; Харк. нац. акад. міськ. госп-ва. – Х.: ХНАМГ, 2011. – 135 с.

Автори: доц., к.т.н. А. В. Коваленко,
доц., к.т.н. І. Л. Скуріхін

Рецензент: проф., д.т.н. В. П. Шпачук

Рекомендовано кафедрою електричного транспорту,
протокол №16 від 29.04.2010 р.

ЗМІСТ

1. Предмет "Механічне обладнання транспортних засобів".....	4
2. Склад механічної частини транспортних засобів.....	4
3. Основні характеристики транспортних засобів.....	5
4. Конструкція й розрахунок кузовів транспортних засобів.....	15
5. Конструкція й розрахунок візків транспортних засобів.....	24
6. Колісні пари (мости), колеса.....	43
7. Ресорне підвішування.....	56
8. Рульове керування безрейкових транспортних засобів.....	74
9. Тягова передача транспортних засобів.....	92
10. Гальмування транспортних засобів.....	110
11. Двигуни внутрішнього згоряння.....	125
Список використаних джерел.....	134

1. ПРЕДМЕТ "МЕХАНІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ"

Дисципліна "Механічне обладнання транспортних засобів" вивчає теорію та розрахунки конструкцій механічних частин транспортних засобів.

2. СКЛАД МЕХАНІЧНОЇ ЧАСТИНИ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Механічна частина ТЗ складається з таких елементів (рис. 2.1):

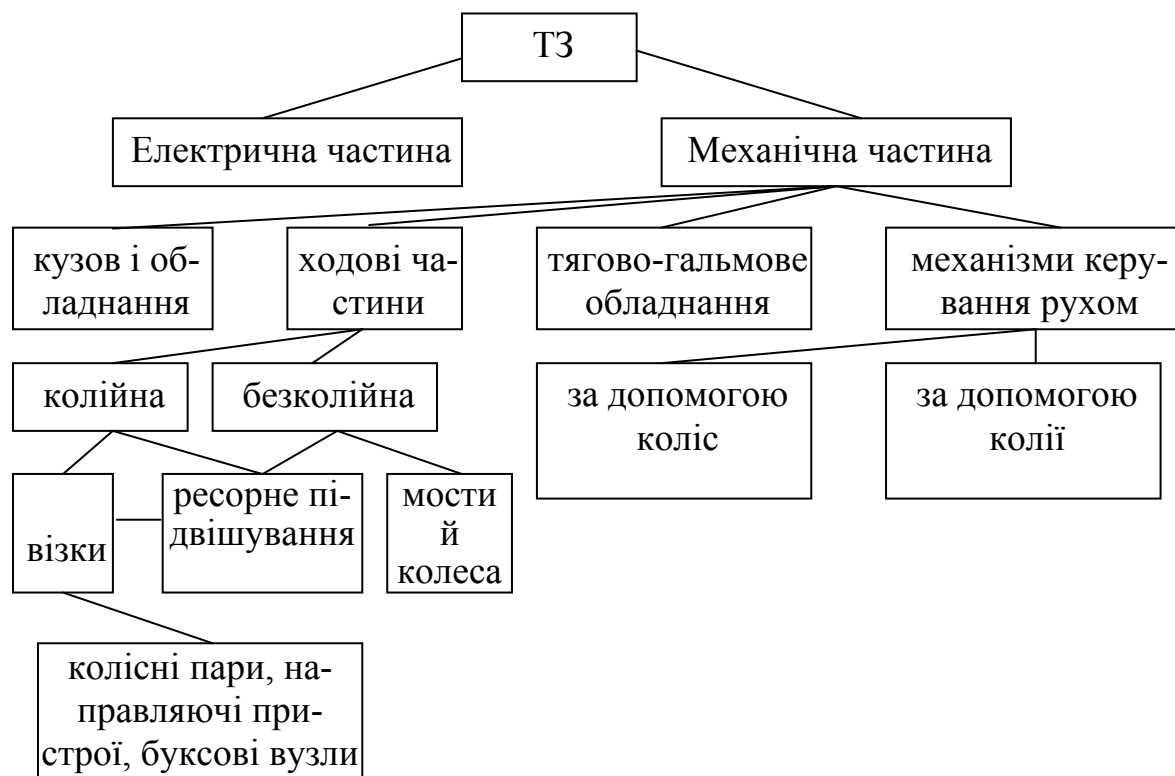


Рис. 2.1 – Структурна схема механічної частини транспортних засобів (ТЗ)

Кузов – призначений для розміщення пасажирів або вантажу (в залежності від призначення), обслуговуючого персоналу, а також тягового обладнання й механізмів керування.

Під кузовом і частково в ньому розміщене допоміжне обладнання (пневматичне, електричне, механічне), а також системи, що забезпечують відповідний рівень комфортабельності – обладнання салону (сидіння, поручні, огородження), системи вентиляції, опалення, освітлення.

Ходові частини – це елементи механічного обладнання, що перетворюють роботу тягового електроприводу в роботу, що витрачається на рух екіпажу.

Служать для подолання сил взаємодії між рухомим складом і шляховою будовою, як у вертикальному напрямі (ресорне підвішування), так і в горизонтальному (направляючі пристрої).

Тягово–гальмове обладнання – це комплекс пристроїв, що служать для передачі крутного моменту від тягових електродвигунів на колеса, а також для реалізації гальмових зусиль.

Механізми керування рухом:

а) механізми, за допомогою яких водій керує колесами й змінює напрям руху (тролейбуси, автобуси);

б) пристрої, коли напрям руху змінюють за допомогою взаємодії ходових частин з шляховими пристроями (трамвай, метро, залізниця).

Розглянемо характеристики, що відносяться до будь-якого з видів міського транспорту.

3. ОСНОВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

3.1. Габаритні розміри

3.1.1. Зовнішні габаритні розміри

Визначення зовнішніх габаритних розмірів наочно показано на рис. 3.1. Тут маємо такі скорочення: Ш – ширина; Д – довжина; Б – база (відстань між ходовими частинами); В – висота; Б_в – база візка; Б_{гол.} – база головної секції; Б_{нп} – база напівпричепу; Д_{гол.} – довжина головної секції; С_{зв1}, С_{зв2} – передній і задній звіси.

Ці розміри впливають на розвіску, характер коливань при пуску й гальмуванні, вписуванні в горизонтальні криві плану й вертикальні криві подовжнього профілю шляху. Відношення довжини до бази (Д/Б) повинно бути в межах $1,48 \div 3,5$ – менші значення відносяться до вагонів метрополітену, більші – до двовісних трамваїв.

$\alpha_{зв1}$, $\alpha_{зв2}$ – кути звісу передній і задній (наприклад, у троллейбусі ЗіУ–9 $\alpha_{зв1} = \alpha_{зв2} = 7^\circ$) [3];

$K_{1,2}$ – колія передніх і задніх коліс, визначає запас поперечної стійкості й обмеження швидкості в кривих.

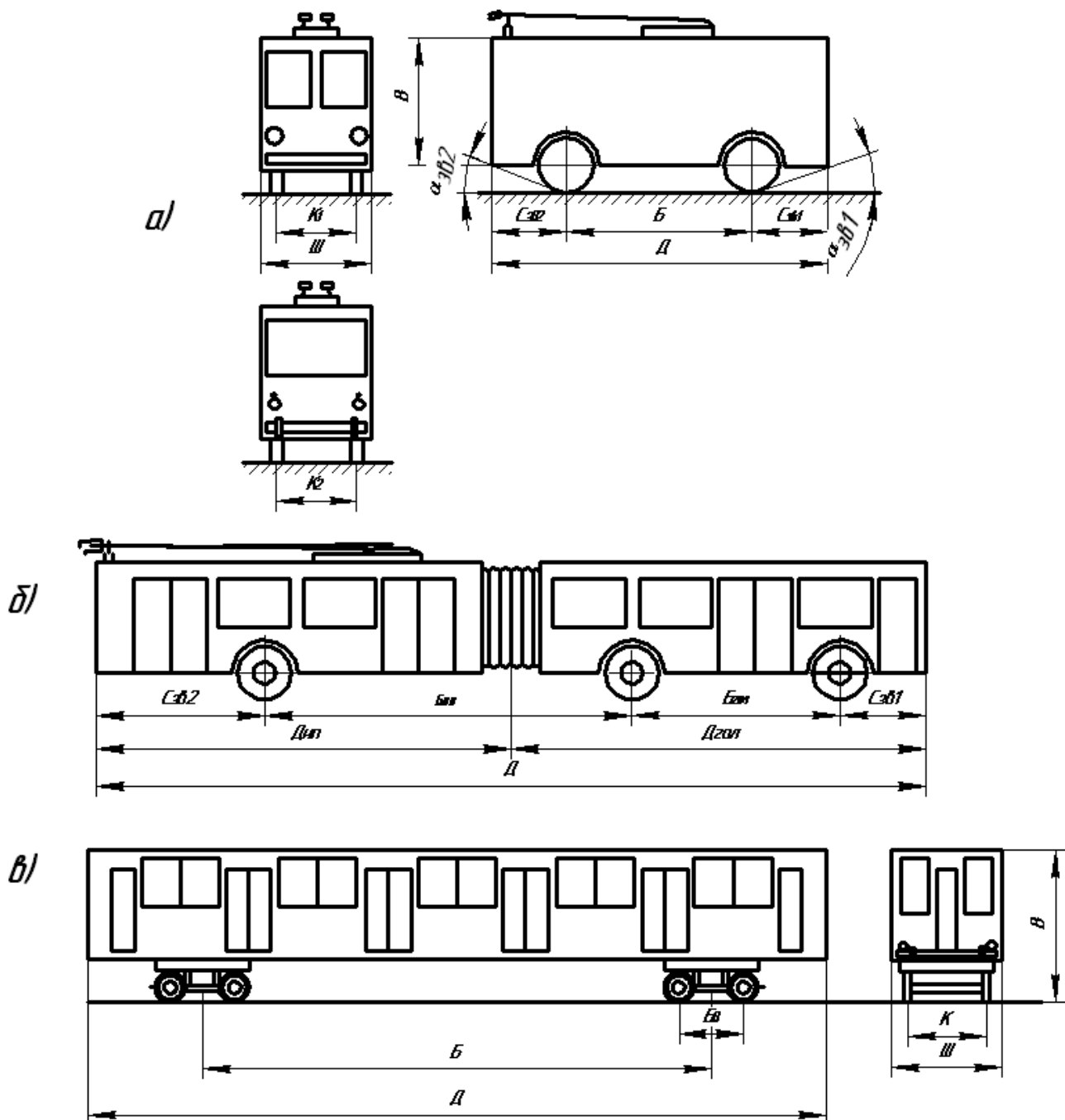


Рис. 3.1 – Основні габаритні розміри електричних транспортних засобів:

а – двовісний тролейбус; б – зчленований тролейбус;

в – вагон метрополітену, трамвайний вагон

Поперечний габарит ТЗ – це граничне поперечне (перпендикулярне осі шляху) окреслення, в середині якого повинен розташовуватись встановлений на

прямій горизонтальній ділянці шляху новий і з максимальними нормованими допусками на знос ТЗ. Ця умова повинна виконуватись як без навантаження, так і з повною пасажирською навантаженістю.

3.1.2. Габаритом наближення будов називається граничне поперечне окреслення, в середину якого, крім ТЗ, не повинні заходити ніякі споруди й пристрої, крім обладнання контактної мережі, що безпосередньо взаємодіє з струмоприймачами ТЗ.

3.2. Внутрішні розміри кузова визначаються такими параметрами:

- 1) зовнішніми габаритами;
- 2) габаритними розмірами ходових частин та іншого підкузовного обладнання;
- 3) відстанню між нижньою площиною рами й верхньою площиною настилу підлоги;
- 4) товщиною стінок і даху кузова.

Допоміжне обладнання прагнуть розміщувати на рівні ходових частин. У той же час необхідно зменшати габарити ходових частин (у метро таким чином вдається знизити діаметр тунелю; на трамваї та тролейбусі – полегшити умови посадки й висадки пасажирів).

При плануванні салону визначають:

- а) габарити салону ТЗ;
- б) розподіл навантажень на ходові частини;
- в) розташування, кількість і ширину дверей (Π_d), відношення ширини дверних прорізів до довжини (Д) ТЗ:

$$\frac{\Pi_d}{D} \geq 0,2 \text{ (трамвай, тролейбус, автобус)}$$

$$\frac{\Pi_d}{D} \approx 0,4 \text{ (метро);}$$

- г) розташування сидінь пасажирів.

На ТЗ кількість сидінь повинна дорівнювати 0,3–0,5 розрахункової місткості; для метрополітену сидіння повинні розташовуватись поздовжньо.

Внутрішні планувальні розміри кузова регламентовані ГОСТ 10022–75; розміри й технічні вимоги до обладнання кабіни – ГОСТ 122033–76.

Раціональність планування рухомого складу (РС) оцінюють коефіцієнтом використання габаритів

$$\eta_{\omega} = \frac{S_{\text{пас}}}{D \cdot \Pi}, \quad (3.1)$$

де $S_{\text{пас}}$ – площа для розміщення пасажирів, що сидять і стоять.

Необхідно збільшувати η_{ω} , але не за рахунок площі кабіни водія.

3.3. Місткість – загальна кількість місць у пасажирському приміщенні кузова для пасажирів, що стоять $M_{\text{ст}}$ і сидять $M_{\text{сид}}$ з урахуванням заповнення:

$$M = M_{\text{сид}} + M_{\text{ст}}, \quad (3.2)$$

$$M_{\text{ст}} = \alpha F, \quad (3.3)$$

де F – площа проходів і накопичувальних площадок, яку заповнюють стоячі пасажирі, за відрахуванням площі кабіни й підніжок;

α – коефіцієнт заповнення площі F накопичувальних площадок і проходів для розміщення стоячих пасажирів (кількість пасажирів на 1 м^2);

$\alpha_1 = 5 \text{ чол/м}^2$ – нормальне заповнення;

$\alpha_2 = 8 \text{ чол/м}^2$ – максимальне заповнення (в години "пік");

$\alpha_3 = 10 \text{ чол/м}^2$ – при розрахунку механічних частин на міцність.

При розрахунках вагу одного пасажиріа приймають $g = 70 \text{ кг}$.

У найближчий перспективі при розрахунках РС прагнуть довести $\alpha_2 = 5 \text{ чол/м}^2$, у віддаленій – $\alpha_2 = 3 \text{ чол/м}^2$.

Підвищення α знижує капітальні й експлуатаційні витрати з розрахунку на одного пасажиріа.

Місткість поділяють на розмірні ряди від 35 до 260 чоловік – усього 6 рядів у залежності від груп населеності міст, яких – п'ять.

3.4 Провізна спроможність ТЗ – це кількість пасажирів, яких можна перевезти в перерізі перегону за 1 годину.

$$B = Mj = 60 \frac{M}{t_i}, \quad (3.4)$$

де M – розрахункова місткість;

$j = 60/t_i$ – розрахункова інтенсивність руху;

t_i – розрахунковий інтервал руху.

3.5. Вагові характеристики оцінюють:

а) коефіцієнтом використання зчіпної ваги порожнього вагону (тари):

$$\eta_{зч.т.} = \frac{G_{зч.т.}}{G_t}, \quad (3.5)$$

де G_t – вага тари екіпірованого вагону без пасажирів. Вона залежить від його розмірів, типу, місткості, конструкції, матеріалів. Так вага тролейбуса складає 6–17 т; трамваю – 11–20 т; вагона метрополітену – 20–40 т.

$$G_t = E_{сид} \cdot T, \quad (3.6)$$

де T – коефіцієнт маси – маса кузова, що припадає на одного пасажирів, який сидить. Цей параметр приймає такі значення в залежності від виду транспорту:

$$T_{трол} = 250\text{--}500 \text{ кг/пас},$$

$$T_{трамв} = 300\text{--}350 \text{ кг/пас},$$

$$T_{метро} = 600\text{--}700 \text{ кг/пас}.$$

Чим нижчий коефіцієнт T , тим досконаліша конструкція РС. Пропорційно масі зростають витрати на енергоносії, навантаження на шлях, знос шляху, експлуатаційні витрати на утримання РС і шляхових пристроїв. Зниження власної ваги підвищує економічні показники.

$G_{зч.т.}$ – зчіпна вага тари – вага порожнього РС, що припадає на ведучі осі;

б) коефіцієнтом використання зчіпної ваги повного вагону:

$$\eta_{зч.п.} = \frac{G_{зч.п.}}{G_p}, \quad (3.7)$$

де $G_{зч.п.}$ – повна вага вагону з пасажирями, що припадає на ведучі осі;

G_p – повна вага вагону з пасажирями.

3.6. Осність

Буває 2-, 3-, 4-, 10-осний РС. Осність характеризується колісною форму-

лою. Ця формула показує число осей і коліс на них, починаючи з задньої частини. Наприклад, колісна формула тролейбуса ЗиУ–9 – 4х2 (ззаду – 4 колеса, спереду – 2, кількість цифр – це кількість осей) [9].

У тролейбуса 2/3 ваги припадає на задню вісь, тому ззаду 4 колеса.

Осність визначає допустимі навантаження ходових коліс на колію за умови міцності верхньої будови шляху.

Номінальне статичне навантаження на вісь трамваю – понад 120 кН, метро – понад 140 кН. Допустиме навантаження коліс на колію обмежується зминанням поверхні їх контакту.

Питоме навантаження:

$$p = G/D_k, \quad (3.8)$$

де G – загальне навантаження на колесо;

D_k – діаметр колеса.

Для трамвая цей параметр обмежується $p \leq 75$ Н/мм, для метрополітену – $p \leq 65$ Н/мм.

3.7. Динамічні характеристики – це характеристики тягово–гальмових властивостей РС, швидкості руху, частоти коливань кузова.

З динамічних характеристик визначається питома міцність тягових двигунів, конструкція ресорної підвіски, конструкція гальмових пристроїв, перерозподіл навантаження кузова й візка при розгоні, гальмуванні та ін. Основні динамічні характеристики РС визначають так:

а) прискорення:

$$a_{\text{роз}} = \frac{dV_{\text{роз.}}}{dt_{\text{роз}}} = \frac{d^2S_{\text{роз.}}}{dt_{\text{роз}}^2}, \quad (3.9)$$

де $dV_{\text{роз.}}$ – швидкість виходу на автоматичну характеристику розгону;

$dt_{\text{роз}}$ – час розгону;

б) уповільнення:

$$a_{\text{гальм}} = \frac{dV_{\text{гальм}}}{dt_{\text{гальм}}} = \frac{d^2S_{\text{гальм}}}{dt_{\text{гальм}}^2}, \quad (3.10)$$

де $dV_{\text{гальм}}$ – швидкість початку гальмування;

$dt_{\text{гальм}}$ – час гальмування.

За умов безпеки й комфорту пасажирів уповільнення обмежується $a_{\text{роз, гальм}} \leq 1,5 \text{ м/с}^2$.

в) поштовхи прискорення і уповільнення характеризуються швидкістю зростання прискорення і уповільнення:

$$\frac{da_{\text{роз}}}{dt_{\text{роз}}} = \frac{d^2V_{\text{роз}}}{dt_{\text{роз}}^2} = \frac{d^3S_{\text{роз}}}{dt_{\text{роз}}^3}, \quad (3.11)$$

$$\frac{da_{\text{гальм}}}{dt_{\text{гальм}}} = \frac{d^2V_{\text{гальм}}}{dt_{\text{гальм}}^2} = \frac{d^3S_{\text{гальм}}}{dt_{\text{гальм}}^3}, \quad (3.12)$$

Від цих показників залежить комфортабельність пасажирів. Для РС повинно бути:

$$\frac{d^2V}{dt^2} \leq 2 \text{ м/с}^3, \quad (3.13)$$

г) конструктивна швидкість $V_{\text{к}}$:

– тролейбуса – 60–80 км/год;

– трамваю ≤ 75 км/год.

За умов експресного руху $V_{\text{к}} = 100\text{--}120$ км/год.

д) коефіцієнт швидкості для:

$$\text{– тролейбуса } \frac{V_{\text{к}}}{V_{\text{мах}}} = \frac{70}{60} = 1,17,$$

$$\text{– трамвая } \frac{V_{\text{к}}}{V_{\text{мах}}} = \frac{75}{65} = 1,15,$$

де $V_{\text{мах}}$ – максимальна швидкість руху [1].

3.8. Гальмовий шлях – це частка шляху від моменту початку гальмування до повної зупинки.

Для трамваїв гальмовий шлях при швидкості 30 км/год повинен бути не більше 35 м (службове гальмування), при екстреному гальмуванні – не більше 16 м.

Для безрейкового транспорту гальмовий шлях при екстреному гальмуванні повинен бути не більше 11 м.

Ці показники за умов "Правил експлуатації трамваїв та тролейбусів" [14] повинні перевірятись під час кожного виходу з депо.

3.9. Жорсткість ресорної підвіски – відношення навантаження на ресорне підвішування до одиниці деформації (прогину):

$$Ж = \frac{dP}{df}, [H/cm], \quad (3.14)$$

де P – навантаження на ресорну підвіску;

f – прогин від навантаження на ресорну підвіску.

Гнучкість $\Gamma = \frac{df}{dP}$ – величина, зворотна жорсткості.

3.10. Прохідність – це властивість РС долати нерівності шляху, зтяжні підйоми й спускання, ділянки з водою, снігом.

Прохідність поділяється на поперечну, що характеризується радіусом поперечної R_{π} , і поздовжньої прохідності. Остання характеризується переднім $\alpha_{зв1}$ і заднім $\alpha_{зв2}$ кутами звісів (рис. 3.1); радіусами – верхнім R_v і нижнім R_n поздовжньої прохідності (рис. 3.2).

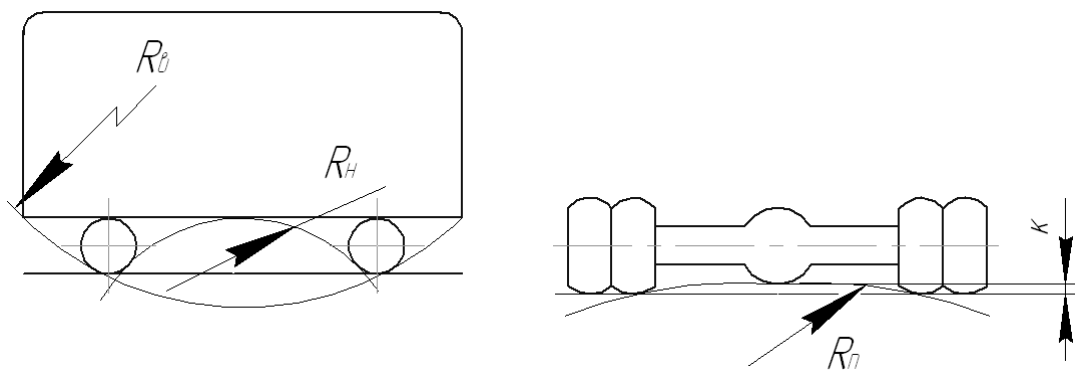


Рис. 3.2 – Радіуси R_v – верхньої, R_n – нижньої поздовжньої прохідності й R_{π} – поперечної прохідності

Шляховий просвіт K (кліренс) – це відстань від нижньої точки ходових частин чи обладнання кузова до дорожнього покриття.

3.11. Маневреність – це властивість відхилення від напрямку руху, обгону спереду їдучого РС, повороту й розвороту, руху заднім ходом. Вона характеризується радіусами (рис. 3.3): повороту R_{π} зовнішнім R_3 і внутрішнім $R_{вн}$. Їх різниця $(R_3 - R_{вн})$ – коридор вписування РС в поворот. Також мають значення ра-

діуси R_1 , R_2 й кути φ_1 , φ_2 повороту внутрішнього і зовнішнього керованих коліс.

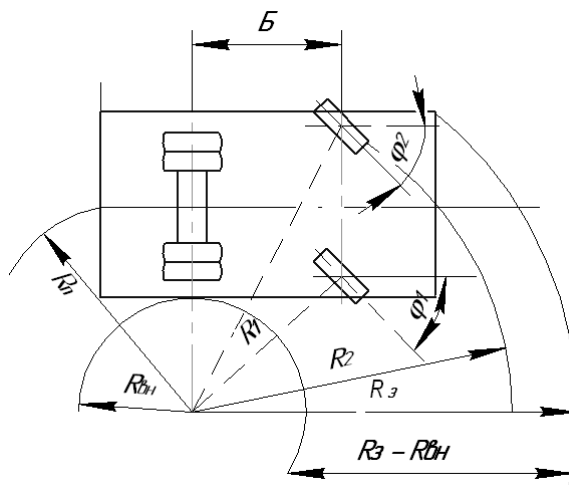


Рис. 3.3 – Схема руху безрейкових транспортних засобів на повороті

3.12. Естетичні й санітарно-гігієнічні характеристики

До таких характеристик можна віднести такі характеристики, як динамічна й статична комфортабельність.

Під *динамічною комфортабельністю* розуміють рівень комфорту, наданого пасажиром і обслуговуючому персоналу під час руху. До показників динамічної комфортабельності відносять показники плавності руху й рівня шуму зовні та всередині пасажирського салону. Рівень шуму зовні РС визначає його шумове навантаження на пішоходів і жителів прилеглих районів, а рівень шуму в середині пасажирського салону – рівень шумового навантаження на пасажирів та обслуговуючий персонал (водіїв і кондукторів).

Під *статичною комфортабельністю* розуміють рівень комфорту, наданого пасажиром і обслуговуючому персоналу незалежно від руху РС, а також показники естетично-художньої відповідності РС міській забудові, її архітектурним принципам і плануванню. Також до показників статичної комфортабельності відносять зручність посадки і висадки пасажирів, планування й обладнання салону й кабін управління, якість і розміри сидінь, зовнішній вигляд РС (ергономічні характеристики), освітлення, опалення, вентиляцію, обслуговування пасажирів під час руху.

Основні джерела, де можна ознайомитись з характеристиками сучасного РС

трамвайних вагонів, тролейбусних машин і вагонів метро:

- трамваї марки 71–919КТ виробництва Усть-Катавського вагонобудівного заводу імені С.М. Кірова (м. Усть-Катав, Російська Федерація); www.ukvz.ru;
- трамваї марки К1 виробництва спільного українсько-чеського підприємства СП "Татра-Юг" (м. Дніпропетровськ, Україна); www.tatra-yug.com.ua;
- тролейбуси марок DAC та ROCAR виробництва підприємства "ROCAR S.A." (м. Бухарест, Румунія); www.rocar.ro;
- тролейбус марки Trolza-5264 виробництва ОАО "Троллейбусный завод" (м. Енгельс, Російська федерація); www.trolza.ru;
- тролейбус ПМЗ Т1 виробництва ДП ВО "Південмаш" (м. Дніпропетровськ, Україна); www.yuzhmash/index_ru.htm.
- тролейбус Т70110 виробництва автомобільної компанії "Богдан моторс" (м. Луцьк); www.bogdan.com.ua.

Контрольні запитання

1. Які перспективи розвитку механічної частини транспортних засобів?
2. Що входить до складу механічної частини транспортних засобів?
3. Які основні характеристики транспортних засобів?
4. Яка різниця між механічними частинами рейкових і безрейкових транспортних засобів?
5. Що таке «кліренс»?
6. Що таке «гальмовий шлях транспортних засобів»?
7. Чим регламентується прохідність і маневреність транспортних засобів?
8. Що таке «габарит наближення будов»?
9. Які динамічні показники характеризують рухомий склад?

4. КОНСТРУКЦІЯ Й РОЗРАХУНОК КУЗОВІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

4.1. Кузов – частина екіпажу, що призначена для розміщення пасажирів, обслуговуючого персоналу, необхідного обладнання, а також для сприйняття навантажень під час руху.

Вимоги до кузовів ТЗ:

- дотримання габаритів за зовнішніми розмірами;
- міцність конструкції при малій вазі;
- зручність планування пасажирського салону, приміщень обслуговуючого персоналу;
- наявність засобів вентиляції, опалення й освітлення;
- форма кузова повинна забезпечувати мінімальний опір руху.

4.2. Класифікація кузовів РС (рис. 4.1):

4.2.1. За несучою властивістю кузова поділяються за комбінацією несучих частин: рами, бокових стінок, даху. Ці частини кузова мають несучі елементи, до яких відносять деталі й вузли, що несуть механічне навантаження. Вони складаються з поздовжніх елементів – стингерів (рис. 4.2) і поперечних – шпангоутів. Зовні до них закріплюється обшивка. Профілями несучих елементів можуть бути труби – кругла, прямокутна, тавр, двотавр, швелер, кутик та ін.

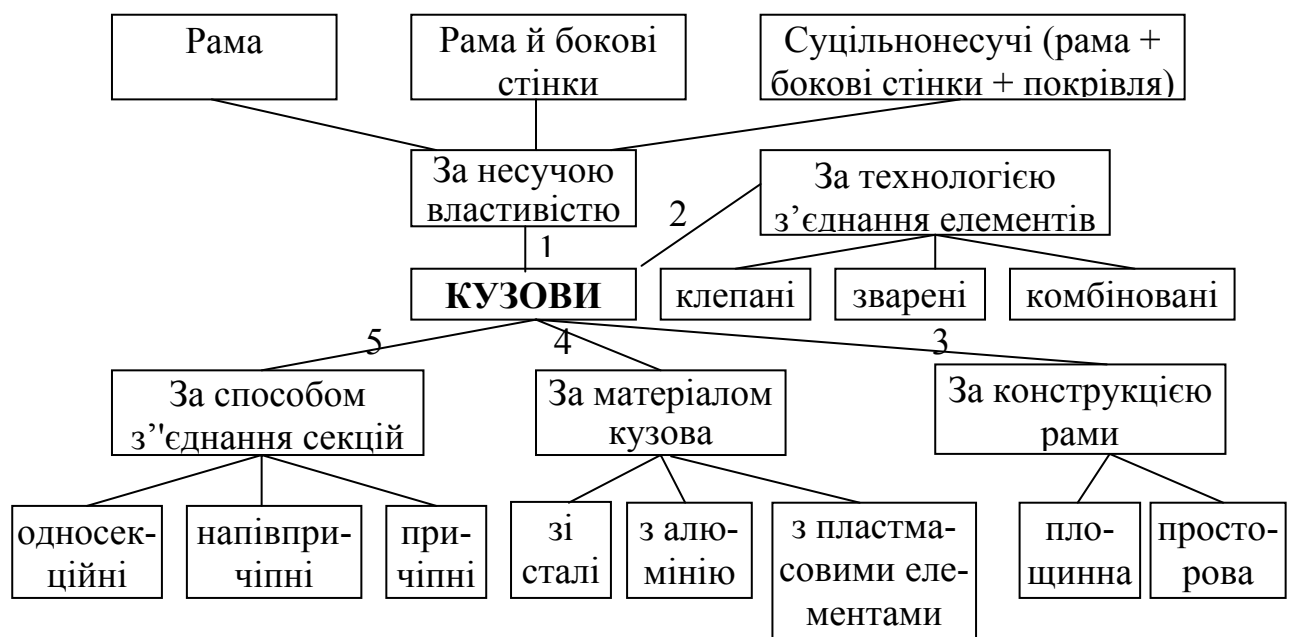


Рис. 4.1 – Класифікаційна схема кузовів ТЗ

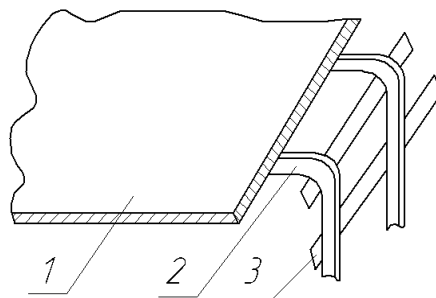


Рис. 4.2 – Несучі елементи кузова: 1 – обшивка, 2 – шпангоути, 3 – стингери

На рис 4.3 показано схему перерізу кузова з несучою рамою і ненесучими боковими стінками. Такі кузова, як правило, мають велику вагу з-за важкої рами й застосовувались на зорі кузовобудування. Коефіцієнт маси таких кузовів, тобто відношення маси кузова до довжини, лежить у межах $1,1 \div 1,25$ т/м [1]. Наступний етап розвитку конструкції кузовів характеризується конструкцією, схему якого показано на рис. 4.3,б, де в несучу частину введені бокові стінки. На рис. 4.3,в приведено переріз сучасних конструкцій суцільно несучих кузовів, де в несучу схему додано дах. Така конструкція хоч і складна, але більш ефективна по відношенню до перших двох, оскільки має коефіцієнт маси в межах $0,86 \div 1$ т/м.

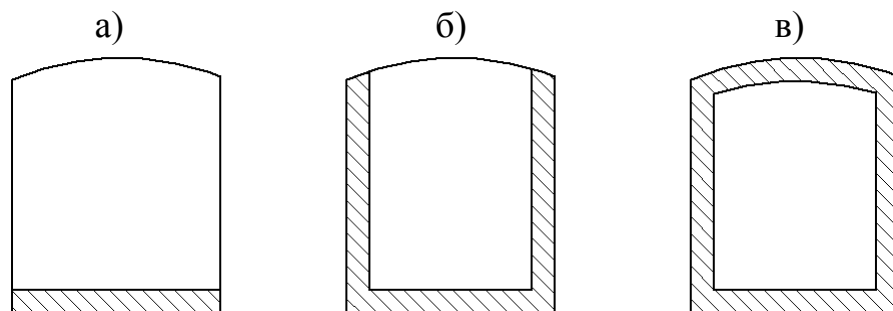


Рис. 4.3 – Схеми поперечного перерізу кузова: а – з несучою рамою;
б – з несучими стінками й рамою; в – суцільнонесучий

4.2.2. За технологією з'єднання елементів кузова поділяють на клепані, зварені й комбіновані.

У клепаному кузові його елементи з'єднані за допомогою заклепок, що було на ранніх стадіях розвитку конструкцій, коли інших технологій не існувало. Клепані кузова мали послаблення перерізів і високу вартість зборки. Але при

такому з'єднанні існує відносно проста технологія зміни деталей кузова, що важливо під час ремонту.

Зварені кузови мають деталі зварені між собою. Ця більш сучасна технологія усуває недоліки клепаного кузова й зміцнює всю конструкцію.

Конструкція *комбінованого* кузова має переваги попередніх двох.

4.2.3. За конструкцією рами (основи) кузовів їх можна поділити на кузови, що мають у основі площинну раму (трамваї, вагони метро) [4–6] й кузови з просторовою рамою (тролейбуси ЗіУ-9) [3]. У першому випадку поздовжні й поперечні елементи рами (двотаври, швелери тощо) з'єднані в одну площину й до них кріпляться стіни й обладнання. Така конструкція проста й надійна. В другому випадку конструкція рами (основи) більш складна, але в її порожнинах розташовано інше обладнання, чим знижується центр ваги кузова.

4.2.4. За матеріалом, з якого виготовлені кузови їх можна поділити на найбільш розповсюджені сталеві, алюмінієві й ті, що мають пластмасові елементи. Якщо кузови, виготовлені зі сталі, мають високу міцність, відпрацьовану технологію виготовлення й ремонту, то алюмінієві мають такі головні переваги, як зменшена вага й добрі антикорозійні властивості. Пластмасові елементи й навіть такі панелі, як задня чи передня дають сучасним кузовам подібні переваги над сталевими. Алюмінієві та пластмасові елементи застосовані на тролейбусах К12-03, К12-04 виробництва Київського літакобудівного заводу імені Антонова, де відпрацьована відповідна технологія.

4.2.5. За способом з'єднання секцій кузова можна поділити на причіпні й напівпричіпні.

У кузовах причіпного типу механізм зчеплення завантажений тільки тяговим зусиллям, що спрощує його конструкцію й підвищує надійність. У цьому випадку в залежності від необхідності можна розчіпляти секції.

Кузова напівпричіпного типу мають одно– чи двовісний причіп як правило консольного типу, при якому причіпна секція опирається на свої ходові частини і частково через шарнірний вузол на раму ведучої секції. Такий спосіб зчеплення найбільш розповсюджений завдяки компактності й можливості мати один

салон для пасажирів.

Механізм зчеплення секцій повинен забезпечувати:

- свободу необхідних переміщень секцій в 3-х перпендикулярних площинах;
- безпеку й зручність переходу пасажирів через зону зчеплення під час руху (у випадку напівпричепа);
- безшумність роботи;
- мінімальність вібрацій та ударів зчленованих секцій при повороті й русі РС на прямих ділянках шляху;
- мінімальний коридор вписування;
- високу надійність, зносостійкість, мінімальні потреби в експлуатаційному обслуговуванні, ремонтпридатність та можливість розчеплення секцій під час ремонту;
- герметичність міжсекційних ущільнень (у випадку напівпричепа).

4.3. Спрощений розрахунок загальної міцності несучого кузова

У даному розрахунку кузов розглядається як балка прямокутного перерізу, що лежить на двох опорах і несе вертикальне навантаження G (рис. 4.4) від вла-

сної ваги й ваги пасажирів і обладнання.

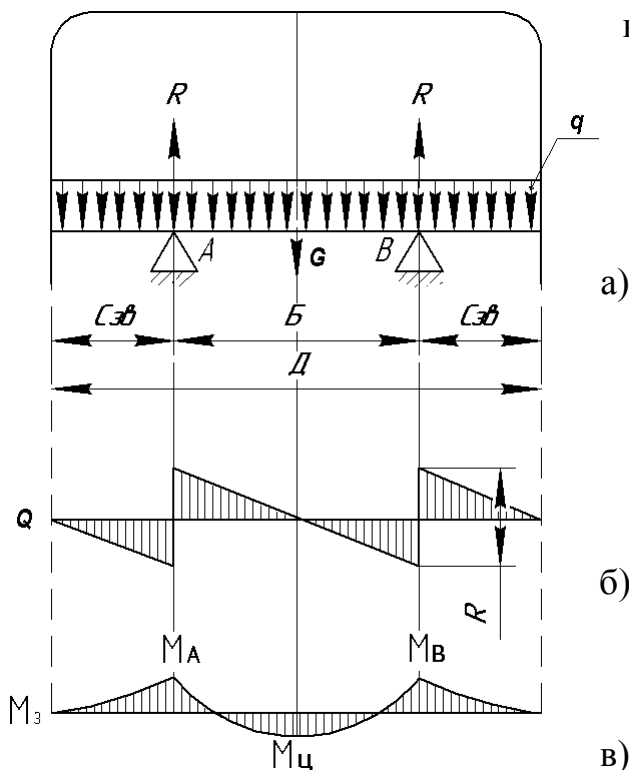


Рис. 4.4 – Силова схема (а) й епюри навантаження кузова:
б) поперечних сил;
в) згинаючих моментів

Припустимо, що загальна довжина кузова D , відстань між опорами B (база) й довжина консолей $C_{зв}$ (звіс), так, що $D = B + 2C_{зв}$.

Тоді рівномірно розподілене навантаження за довжиною кузова буде:

$$q = \frac{G}{B + 2C_{зв}}, \quad (4.1)$$

де вага кузова з пасажирями складається з ваги пасажирів і ваги тари (кузова):

$$G = G_{пас} + G_{т}. \quad (4.2)$$

Для розрахунку механічних напружень у небезпечних перерізах необхідно розрахувати епюри поперечних сил Q і згинаючих моментів M_z .

Моменти на опорах кузова:

$$M_A = M_B = \frac{C_{зв}^2 \cdot q}{2}. \quad (4.3)$$

Момент у центральній частині кузова:

$$M_{ц} = \frac{qD}{2} \cdot \frac{D}{4} - R \cdot \frac{B}{2}, \quad (4.4)$$

де $R = R_a = R_b = \frac{G}{2} = q \cdot \frac{D}{2}$ – реакції в опорах кузова для рейкового транспорту (для безрейкового транспорту $R_a \neq R_b$).

Небезпечним перерізом є переріз, у якому згинаючий момент має максимальне значення. Тоді напруження згину верху кузова $\sigma_{зв}$ і низу $\sigma_{зн}$ дорівнюють:

$$\sigma_{зв} = \frac{M_{\max}}{W_B}, \quad (4.5)$$

$$\sigma_{зн} = \frac{M_{\max}}{W_H}, \quad (4.6)$$

де W_B, W_H – моменти опору верху і низу кузова; залежать від геометричних параметрів перерізів цих елементів.

У кузовах з боковими опорами на візки й у тролейбусах, тобто в кузовах з чотирма опорами (метро, тролейбус) можливе кососиметричне навантаження.

Це тоді, коли одна з чотирьох опор сприймає більше навантаження, чим

інші (див. п. 5.3.5). В зв'язку зі складністю розрахунків кососиметричне навантаження враховується коефіцієнтом косої симетрії, що буде: $K_k = 1,1 - 1,12$ [1].

Розрахункові напруження верху і низу кузова визначають таким чином:

$$\sigma_{p.z.v.} = \sigma_{z.v.} \cdot K_k, \quad \sigma_{p.z.n.} = \sigma_{z.n.} \cdot K_k, \quad (4.7)$$

Оцінку міцності кузова проводять за допомогою порівняння розрахункових напружень у ньому з допустимими значеннями напружень $[\sigma]$, що забезпечують міцність матеріалу кузова. Тобто повинні виконуватись співвідношення:

$$\sigma_{p.z.v.} \leq [\sigma], \quad \sigma_{p.z.n.} \leq [\sigma].$$

Вихідними даними при визначенні допустимих напружень є основні механічні характеристики сталей і легких сплавів, що застосовують при виготовленні кузовів ТЗ (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Механічні характеристики матеріалів, що застосовуються в конструкціях кузовів ТЗ

Параметри	Сталь 20	Сталь 25	Сталь 10Г2	Дюралюмін Д16АТ	Авіаль АВТ-1
Тимчасовий опір $\sigma_{вр}$, МПа	400	430	430	400	280
Межа текучості, σ_s , МПа	240	260	250	300	210
Відносне подовження Δl , %	24	23	22	10	10
Модуль пружності E , МПа	$2,1 \cdot 10^5$	$2,1 \cdot 10^5$	$2,1 \cdot 10^5$	$7,2 \cdot 10^4$	$7,2 \cdot 10^4$
Модуль зсуву G , МПа	$8,0 \cdot 10^4$	$8,0 \cdot 10^4$	$8,0 \cdot 10^4$	$2,7 \cdot 10^4$	$2,7 \cdot 10^4$

Оцінку міцності елементів кузова можна проводити, користуючись допустимими напруженнями, визначеними, виходячи з межі текучості матеріалу.

При одновісному розтягуванні або стисненні допустиме напруження розраховують за формулою:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{K}, \quad (4.8)$$

де K – коефіцієнт запасу міцності.

Коефіцієнт безпеки враховує ряд факторів, що впливають на міцність кузова, таких як місцеві концентрації напружень, якість зборки або зварювання кузова, наявність внутрішніх напружень, нестабільність механічних властивостей матеріалів тощо і приймається для МЕТ: $K = 1,4 \div 1,7$ [1].

Експериментальні дослідження напруження в конструкціях суцільнонесучих зварених кузовів показує, що це напруження розподіляється між елементами каркаса 1 й обшивкою 2 нерівномірно (рис. 4.5) (останнє необхідно враховувати при більш точних розрахунках). Вони досягають найбільших величин у елементах, що підкріплюють обшивку каркасу й зменшуються в міру віддалення від цих елементів.

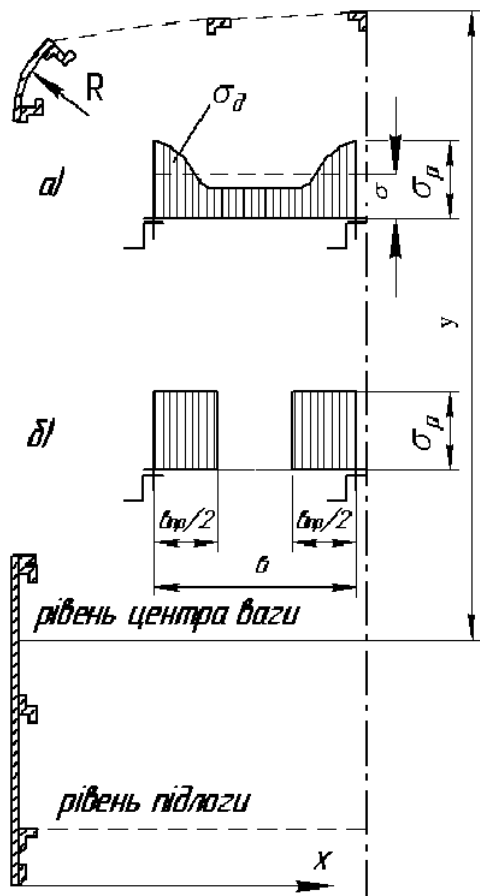


Рис. 4.5 – Розрахунковий переріз кузова: а – дійсне розподілення напруження в обшивці – σ_d ; б – розрахункове розподілення напруження σ_p

Частина обшивки якби не працює, сприймаючи навантаження лише частково. Тому в розрахунку беруть до уваги не всю ширину обшивки b , а тільки її частину – так звану приведену ширину $b_{пр}$. Величину $b_{пр}$ визначають за умови

рівняння навантажень обшивки шириною $\epsilon_{\text{пр}}$ при постійних розрахункових напруженнях σ_p і дійсних навантаженнях реальної обшивки σ_d шириною ϵ при дійсному законі розподілення напруження $\sigma_p(\epsilon)$. Ця умова має вигляд:

$$\epsilon_{\text{пр}} S \sigma_p = \int_0^{\epsilon} \sigma_d S d\epsilon, \quad (4.9)$$

де S – товщина обшивки.

Відношення $\frac{\sigma}{\sigma_p} = \frac{\epsilon_{\text{пр}}}{\epsilon} = \varphi$ називається редукційним коефіцієнтом обшивки.

Якщо останній відомий, то приведену ширину обшивки визначають за формулою:

$$\epsilon_{\text{пр}} = \varphi \cdot \epsilon \quad (4.10)$$

У тому випадку, коли до поперечного перерізу кузова входять поздовжні зв'язки різної жорсткості, навантаження розподіляються нерівномірно не тільки між поздовжніми елементами каркасу й обшивки, але й між самими елементами каркасу. Ця обставина враховується введенням у розрахунок редукційних коефіцієнтів відповідних поздовжніх елементів. Для жорстких несучих елементів каркасу (наприклад, обв'язок рами кузова) редукційний коефіцієнт приймають за одиницю, для легких штампованих поздовжніх зв'язків – у межах 0,7–0,86. Величини редукційних коефіцієнтів і приведені ширини плоскої обшивки кузовів рейкових транспортних засобів визначають за формулами:

$$\varphi = 40 \cdot \frac{S}{B}; \epsilon_{\text{пр}} = 40S. \quad (4.11)$$

Середні нормальні напруження σ при вигині й дотичні напруження τ від перерізуючої сили в кожному з елементів редукційного перерізу кузова визначають за формулами:

$$\sigma = \frac{M}{J_{\text{ред}}} \varphi_i \cdot y \frac{E_i}{E_c}, \quad (4.12)$$

$$\tau = \frac{Q}{F_{\text{ред}}} \varphi_i \cdot y \frac{E_i}{E_c}, \quad (4.13)$$

де M і Q – момент і перерізуюча сила в досліджуваному перерізі кузова;

φ_i і $J_{ред}$ – редуційний коефіцієнт і момент інерції поперечного перерізу елемента, в якому визначають напруження;

y – відстань від нейтральної осі редуційного перерізу кузова до досліджуваного елемента;

E_i і E_c – модуль пружності матеріалу досліджуваного елемента й модуль пружності сталі;

$F_{ред}$ – площа елементів редуційного поперечного перерізу кузова.

Контрольні запитання

1. Яке призначення кузовів транспортних засобів?
2. Які основні класифікаційні ознаки кузовів?
3. Які існують кузови з точки зору їх несучої властивості, які більш перспективні і чому?
4. Які існують кузови за способом з'єднання секцій?
5. Що таке «небезпечний переріз»?
6. Що називають «редуційним коефіцієнтом обшивки»?
7. Яка технологія виготовлення і особливості конструкції рам кузовів рейкових і безрейкових транспортних засобів?
8. Які принципи планування салону пасажирських транспортних засобів?
9. Який коефіцієнт максимального заповнення (в години "пік") площі накопичувальних площадок та проходів на рухомому складі?
10. Що таке «провізна спроможність транспортних засобів»?
11. На які напруження розраховують кузов?
12. Що таке «кососиметричне навантаження», і як його враховують при розрахунку кузова на міцність?
13. Який порядок розрахунку загальної міцності несучого кузова?
14. Які складові розрахунку ваги тари транспортних засобів?

5. КОНСТРУКЦІЯ Й РОЗРАХУНОК ВІЗКІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

5.1. Загальні положення

На міському транспорті існують так звані візкова й безвізкова конструкції ходової частини.

На початку розвитку рейкових транспортних засобів застосовували тільки безвізкову двовісну конструкцію як більш просту й компактну. Однак зі збільшенням пасажирообігу з'явилась необхідність збільшення площі пасажирського салону, а оскільки збільшення поперечних габаритів неможливе, розвиток конструкції пішов шляхом збільшення довжини кузова. При цьому збільшення кількості пасажирів веде до збільшення навантаження на вісь, що в свою чергу викликає зростання механічного напруження в контакті "колесо – рейка" й збільшення навантаження на верхню будову колії. Природним заходом проти цього може бути збільшення кількості колісних пар, але в жорсткій базі кузова це неможливо за умови вписування в повороти. На сьогодні зазначену проблему вирішують шляхом об'єднання колісних пар у групи під єдину базу, тобто раму. Такий вузол, що шарнірно сполучений з кузовом прийнято називати візком. Шарнірне з'єднання необхідне для забезпечення кутового зміщення візка відносно кузова в повороті. Таке конструктивне рішення дозволило розмістити на візках тягові приводи з направляючими пристроями колісних пар, пружну підвіску, гальмове та інше обладнання. На сьогодні візкову будову кузова має весь рейковий транспорт.

Отже, візки транспортних засобів призначені для:

- передачі й розподілу вертикальних навантажень між колісними парами за допомогою ресорного підвішування;
- сприйняття тягового зусилля й передачі його на кузов;
- забезпечення вписування в криві;
- розміщення тягових приводів;
- розміщення ресорного підвішування, колісних пар, гальмового обладнання тощо.

5.2. Класифікація візків

Візки можна класифікувати за основними класифікаційними ознаками, що приведені на схемі (рис. 5.1). Зокрема: за конструкцією несучої частини, тобто рами візка їх можна поділити на так звані рамні й безрамні (мостові).

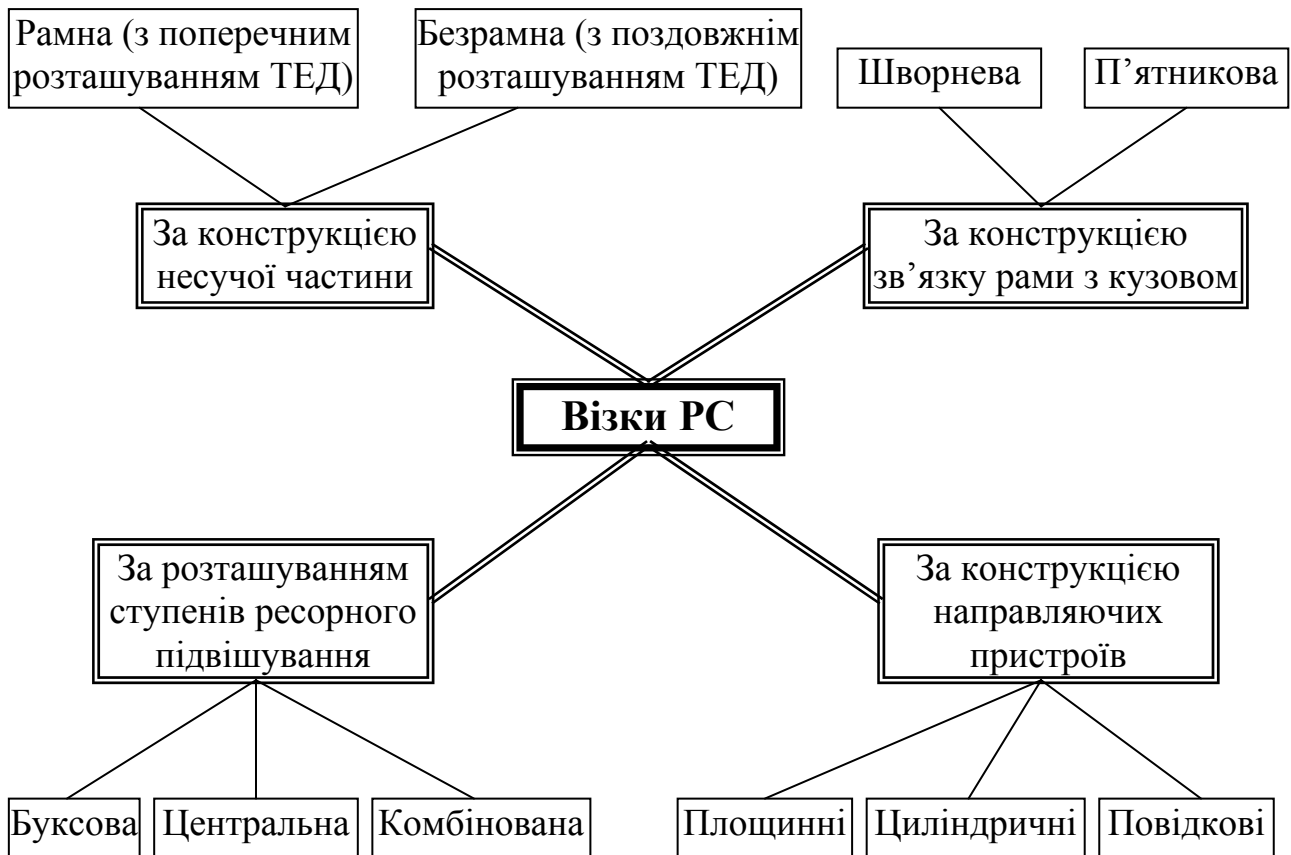


Рис. 5.1 – Схема класифікації візків ТЗ

Рамні візки мають єдину нерозбірну раму, до якої кріпиться все інше обладнання. Вона має великі габарити, потрібні для розташування потужних великогабаритних тягових двигунів (ТЕД), що змонтовані поперечно руху.

Рамними візками обладнують вагони метро, “Луганський” трамвай, трамваї старих марок. Основні їх елементи представлені на рис. 5.2, а безрамних – на рис. 5.3: 1 – поздовжня балка рами візка; 2 – буксові вузли зовнішнього розташування в рамних візках і внутрішнього розташування в безрамних; 3 – буксове ресорне підвішування; 4 – колеса; 5 – осі колісних пар; 6 – кожух моста; 7 – балка шворнева; 9 – центральне (люлькове) ресорне підвішування;

10 – шворінь кузовної опори на шворневу (поперечну) балку; 11 – кузов;
 12 – тяговий двигун; 13 – тяговий редуктор; 14 – п'ятник кузова;
 15 – підп'ятник шворневої балки візка; 16 – карданний вал; 17 – опори бокові;
 18 – кінцеві поперечні балки.

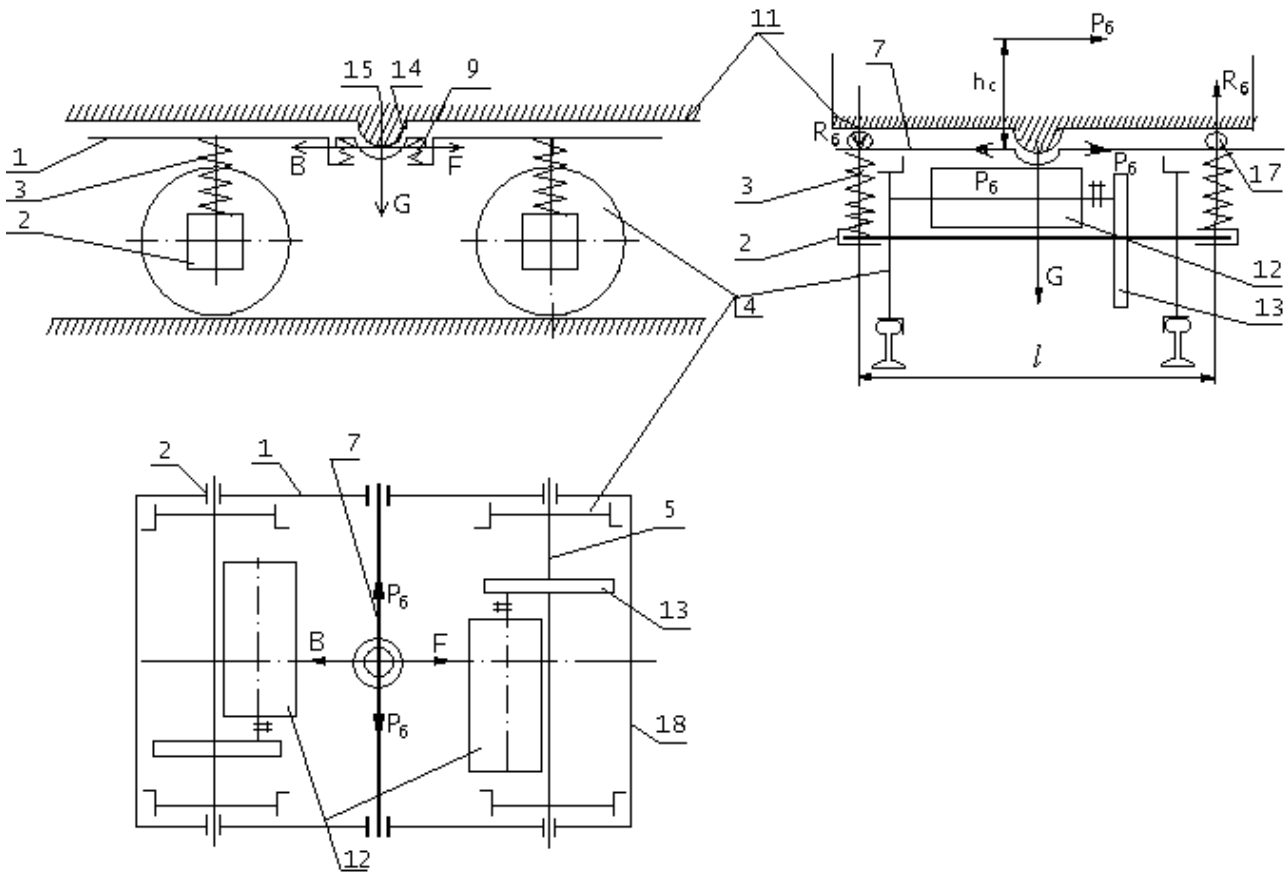


Рис. 5.2 – Схема розташування основних вузлів візка рамної конструкції

Безрамними або мостовими візками обладнують трамваї РВЗ-6, Т-3, Т-3М, Т-5, КТМ-5М, 71-619 КТ, К1 та ін. [4,5,9]

Візки умовно називають безрамними, оскільки вони мають розбірну конструкцію рами, що складається з окремих елементів таких, як дві поздовжні балки 1, що з'єднані двома мостами 6. Останні виконують функції поперечних балок і створюють єдину жорстку конструкцію візка. З кузовом візок з'єднаний за допомогою шворневої балки 7 через шворінь 10. Останній є шарніром для вільного кутового переміщення візка на кривих ділянках шляху. Мостові візки мають малі габарити з-за поздовжнього розташування тягових електродвигунів

завдяки їх малій, відносно двигунів вагонів метрополітену, потужності. Це дозволяє розмістити буксові вузли 2 не зовні, а між коліс, а сам візок – у межах бокових стінок 8 кузова 11, забезпечуючи естетичний вигляд трамваю.

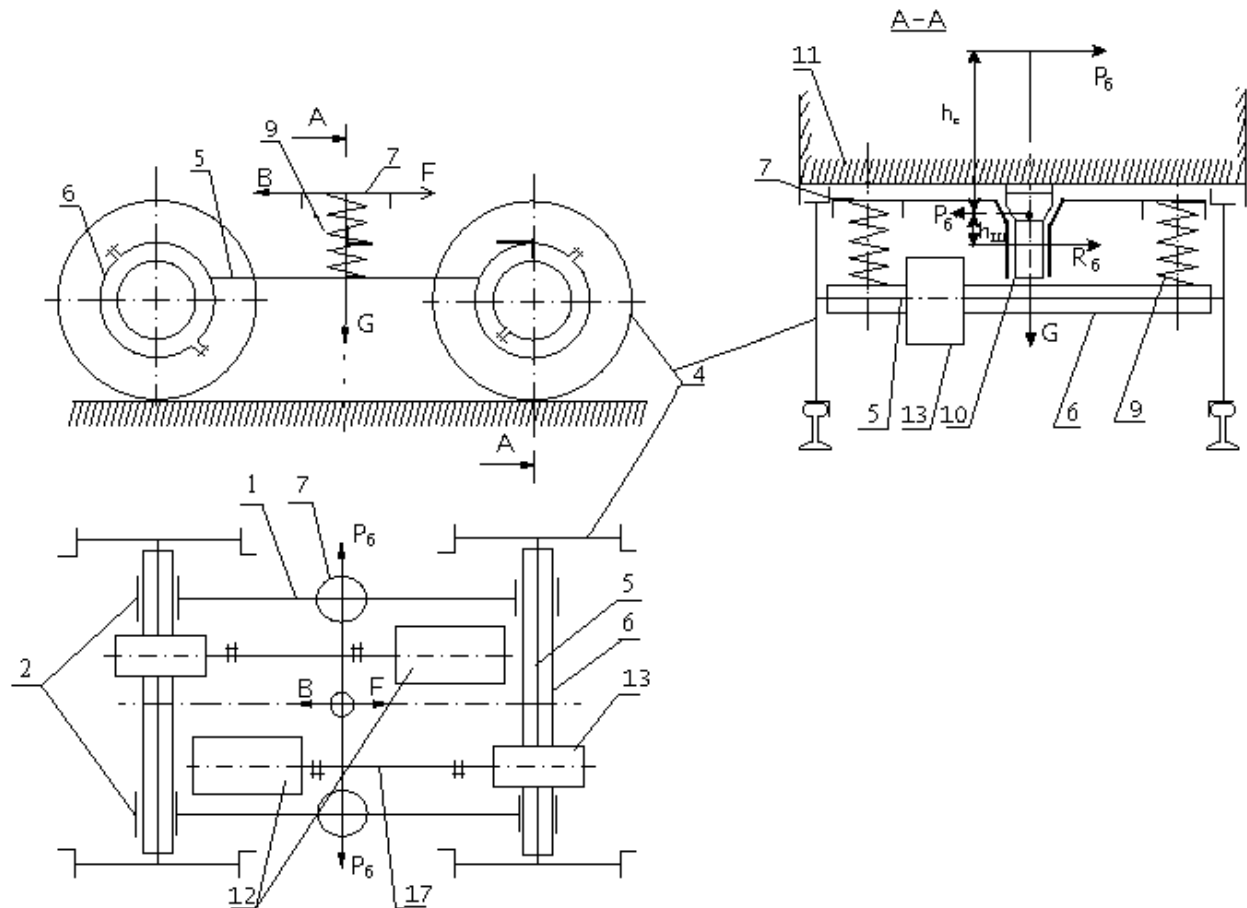


Рис. 5.3 – Схема розташування основних вузлів візка безрамної (мостової) конструкції

За способом з'єднання з кузовом візки поділяють на такі конструкції зв'язків: за допомогою п'ятникового механізму (рис. 5.2 поз. 14,15) й за допомогою шворня (рис. 5.3, поз. 10). В першому випадку п'ятник передає, як горизонтальні сили (силу тяги F , гальмування B , бокові P_6), так і вертикальні від кузова G . Перекидаюче зусилля (реакція R_6 на бокову силу P_6) сприймається боковими роликowymi опорами 17.

$$R_6 = \frac{P_6 h_c}{0,5l}, \quad (5.1)$$

де h_c – висота центру ваги;

l – відстань між боковими опорами кузова.

У другому випадку (див. рис. 5.3) шворінь сприймає всі види зусиль, як і п'ятник плюс перекидаючий момент M_{Π} від дії бокової сили P_6 на плечі h_c .

$$M_{\Pi} = P_6 h_c = R_6 h_{\Pi}. \quad (5.2)$$

Звідси реакція на перекидаючий момент

$$R_6 = \frac{P_6 h_c}{h_{\Pi}}.$$

Такий зв'язок, де відсутні бокові опори і їх функції виконує шворінь завдяки його довжині h_{Π} більш простий конструктивно й компактний. Це можливо при малій вазі кузова й малих габаритах візка, що більше застосовується в конструкції зв'язку кузова й візка в трамваї.

Рівняння (5.1) і (5.2) показують, що поперечні зусилля у вузлах зв'язку кузова з візком у основному залежать від бокової сили P_6 , а значить від основної її складової – відцентрової сили. Остання може служити обмеженням швидкості в повороті, бо від швидкості руху в повороті залежать поперечні горизонтальні сили в контакті колесо – рейка, так звані направляючі зусилля Y (рис. 6.6), що передаються через направляючі пристрої. За величиною зазначених сил проводять розрахунки на міцність відповідних вузлів (шворні, балки, опори тощо).

Направляючі пристрої – це пристрої, що зв'язують раму візка з колісними парами в горизонтальному напрямі й передають поздовжні (тягові й гальмові) і поперечні (бокові) зусилля. За конструкцією направляючих пристроїв їх можна поділити на площинні, циліндричні, поводкові тощо (рис. 5.1, 5.4).

Площинні направляючі пристрої (рис. 5.4, а) ще називаються щелепними. Їх застосовували в старих конструкціях РС завдяки простоті конструкції. Зараз застосовують рідше (через підвищений знос площин тертя між буксою 5 направляючими 2, де при зносі можливе заклинювання).

Циліндричні направляючі пристрої (рис. 5.4, б) ще називаються шпінтонними. Шпінтон 3 – це, як правило, добре оброблений змащений штир, що щільно вертикально переміщується в циліндрі направляючої 4, що належить до буксового вузла 5. Вони більш складні за конструкцією, чим площинні, але більш ефективні й надійні, тому їх застосовують на вагонах метрополітену сучасних марок.

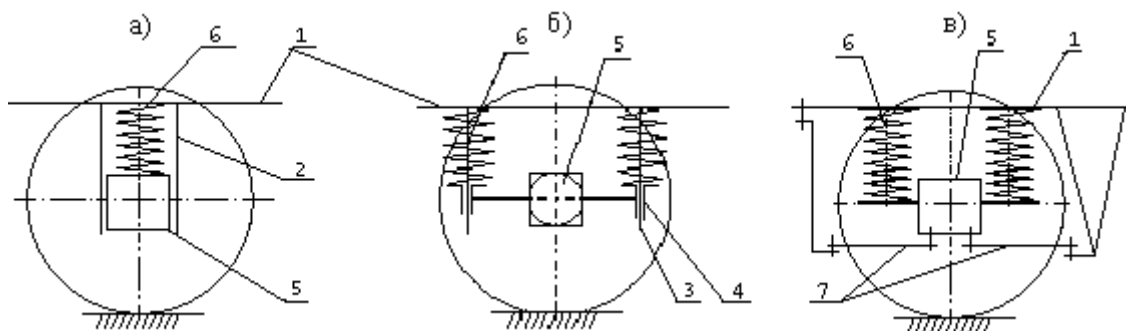


Рис. 5.4 – Направляючі пристрої колісних пар: а) з площинними направляючими; б) з циліндричними направляючими; в) з повідковими направляючими; 1 – поздовжня балка візка; 2 – площинні направляючі; 3 – шпінтони; 4 – циліндричні направляючі; 5 – буксові вузли; 6 – пружини ресорної підвіски; 7 – повідки

Повідкові направляючі пристрої мають основні робочі елементи – повідки 7, що прикріплюються до рами і букси гумово металевими шарнірами (сайлент-блоками) чи болтами. В останньому випадку вони повинні бути пружними. Такі направляючі пристрої застосовують на вагонах метро серії "Е" і на "Луганському трамваї". Вони більш прості за конструкцією, але менш надійні в роботі.

За розташуванням ступеней ресорного підвішування як видно з рис. 5.1 візки МЕТ поділяються на такі, що мають центральну, буксову ступені та їх комбінації. Систему з центральним ресорним підвішуванням застосовують у трамваях Т-3, КТМ-5М, 71-619 КТ, К1, з буксовим – у вантажних вагонах, з комбінованим – на вагонах метрополітену (рис. 5.5), в яких є і перше, і друге [4-6]. Докладніше – дивись розділ "Ресорне підвішування ТЗ".

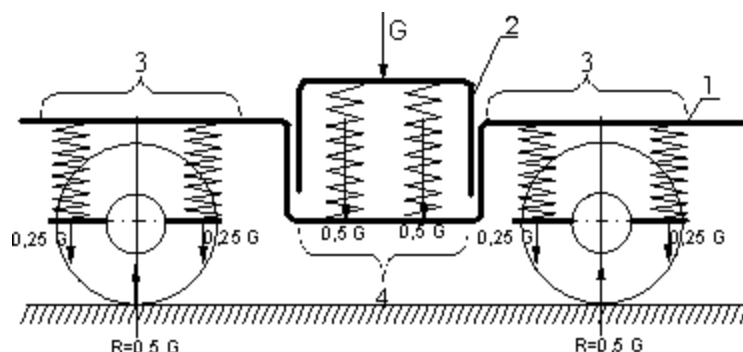


Рис. 5.5 – Схема розташування ступенів ресорного підвішування й передачі навантажень: 1 – рама візка (поздовжня балка); 2 – балка шворнева центральна; 3 – буксова ступінь; 4 – центральна ступінь; G – навантаження на один бік візка і його елементи; R – реакція колії

5.3. Розрахунок на міцність рами візка

5.3.1. Загальні положення

Сили, прикладені до рами візка значно змінюються за величиною, напрямком і характером у залежності від режимів руху РС (тобто за величиною швидкості, наявності тяги, або гальмування), технічного стану ходових частин, від кривизни колії, якості верхньої будови шляху.

Усі силові фактори поділяють за своїм впливом на довговічність на дві групи:

- 1) постійні, або повільно змінні в часі. Сюди відносять:
 - а) вертикальне статичне навантаження від ваги кузова з пасажирями;
 - б) відцентрові сили, сили вітру;
 - в) зусилля, що виникають при роботі тягового двигуна;
 - г) сили при гальмуванні;
 - д) кососиметричне навантаження

2) Змінні сили – сили, що спричиняють коливання надресорної будови. Вони мають випадковий характер, як за частотою, так і за амплітудою. Оцінка їх впливу можлива шляхом усереднення. Частіше всього виникають комбінації перерахованих сил, що викликають у різних елементах рам візка складні механічні напруження, які залежать від сумісної роботи всіх елементів. У даному підрозділі розглядається розрахунок рами за спрощеним прототипом візка вагона метрополітену. Раму при цьому розглядають як складну стрижневу систему з жорсткими вузлами (рис. 5.6). За стрижень приймають осі, що проходять через центр поперечного перерізу елементів рами. Для спрощення стрижні зводять у одну розрахункову площину. Осі елементів приймають прямолінійними без урахування форми поперечного перерізу на окремих ділянках рами.

Рама являє собою просторово статично невизначену систему з двома замкнутими контурами. Розрахунок статично невизначеної системи здійснюється методом "сил" [11], що полягає в перетворенні системи в статично визначену за допомогою розрізання "зайвих стрижнів" (кінцевих балок). При цьому в місцях розрізу повинні бути додатково прикладені невідомі зусилля й моменти.

В просторі кожен контур має 6 зайвих невідомих: 3 сили x_i, y_i, z_i і 3 моменти $M_{x_i}, M_{y_i}, M_{z_i}$. Це означає, що ступінь статичної невизначеності – 12.

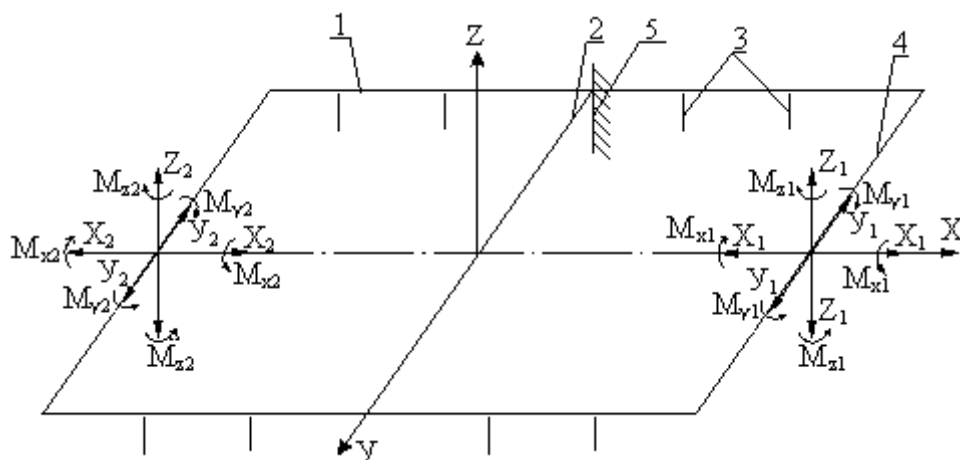


Рис. 5.6 – Рама візка як стрижнева система: 1 – балки бокові; 2 – балка шворнева; 3 – направляючі пристрої; 4 – балки кінцеві; 5 – закладення

Порядок вирішення такої системи:

1. Звільняємось від статичної невизначеності шляхом розрізання контурів. Тоді в місцях розрізів з'являються 12 невідомих силових факторів. Умовою рішення такої системи являється рівність нулю взаємних переміщень кінців, перерізаних стрижнів під дією невідомих силових факторів.

2. Складаємо систему канонічних рівнянь відповідно до кількості невідомих. Її рішення дає значення невідомих сил у перерізах.

3. Розраховуємо максимальні згинаючі моменти (моменти в небезпечних перерізах).

4. Розраховуємо напруження в небезпечних перерізах.

5. Підсумовуємо напруження в небезпечних перерізах.

6. За сумарним напруженням в небезпечних перерізах визначаємо запас міцності рами.

Якщо знехтувати впливом замкнутого контуру, то систему можна вважати статично визначеною. За відсутності замкнених контурів розрахунок на міцність можна зводити до розрахунку однієї чверті рами. Це витікає з повної си-

метрії їх розташування і навантаження відносно осей X і Y.

Відкинута частина замінюється закладенням 5, у якому буде діяти максимальний згинаючий момент. Переріз у цьому місці приймають за небезпечний, тобто розрахунковий.

5.3.2. Вертикальне статичне навантаження й розрахунок напруження в небезпечному перерізі

Вертикальне статичне навантаження складається з власної ваги рами й допоміжного обладнання на ній (рівномірно розподілене навантаження q), ваги двигунів $0,5P_d$ (друга половина приходить на вісь колісної пари) і ваги кузова з пасажиром $0,25G_k$, прикладеної до бокових опор (рис. 5.7).

$q = 2,2 + 0,012F$ кН/м – рівномірно розподілене навантаження для електро-рухомого складу [10],

де F – переріз елементів рами.

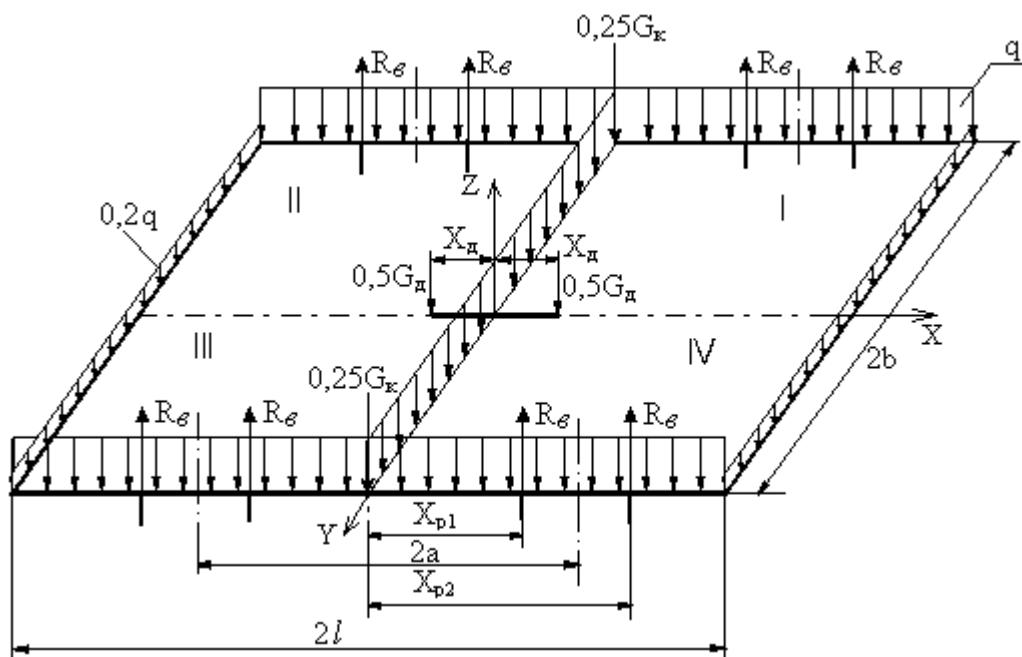


Рис. 5.7 – Схема дії статичних вагових навантажень

Реакції від вагового навантаження R_B , прикладені в місцях розташування ресор розраховують з рівняння рівноваги відносно осі z .

$$\sum Z = 8R_B - 2 \cdot 0,25G_k - 2 \cdot 0,5P_d - 4ql - 2qb - 4 \cdot 0,2q \cdot b = 0 \quad (5.3)$$

$$R_B = \frac{0,5G_k + P_d + 4ql + 2qb + 0,8qb}{8}; \quad (5.4)$$

Повна симетрія рами, її навантаження відносно поздовжньої осі X і поперечної осі Y дозволяє, як сказано вище, розраховувати $\frac{1}{4}$ рами (наприклад квадрант I). При цьому розраховують консольну балку (рис. 5.8), що жорстко закріплена лівим кінцем, від плоского згину. Механічне напруження в місці закріплення балки:

$$\sigma_B = \frac{M_{\max.y}}{W_y} 10^{-3} [\text{МПа}], \quad (5.5)$$

де $M_{\max.y}$ – максимальний згинаючий момент відносно осі y :

$$M_{\max.y} = R(X_{p1} + X_{p2}) - 0,2qbl - 0,5ql^2; \quad (5.6)$$

W_y – момент опору згину, що визначається з урахуванням геометрії небезпечного перерізу.

$$X_{p1} + X_{p2}$$

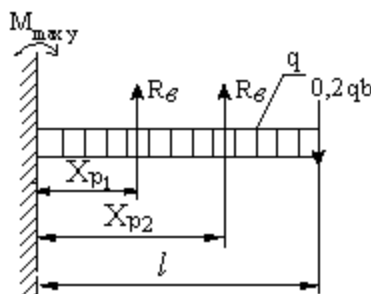


Рис. 5.8 – Розрахункова схема сил від вагового навантаження

5.3.3. Механічні напруження в рамі від сил, що діють у кривих

Повну систему сил, що діють на раму візка в кривих можна розглядати як таку, що складається з двох незалежних підсистем (рис. 5.9), одна з яких виникає під дією відцентрової сили c (сили з індексом "с"), друга під дією сил тертя при проковзуванні бандажів відносно колії (рамні сили – сили з індексом «р»).

а) навантаження, що виникає під дією відцентрових сил.

Відцентрові сили розташовані по всій масі рухомого екіпажу. Для розрахунку їх приводять до рівнодіючої C , прикладеної в центрі тяжіння рухомого екіпажу. Оскільки центр тяжіння розташовується вище рівня осі колісної пари

на відстань h_c , то виникає момент, що перерозподіляє вертикальні реакції ресорних підвісок R_c . У результаті боковина, що розміщена збоку зовнішньої колії, виявляється перевантаженою на величину $4R_c$, а боковина внутрішня буде розвантаженою на ту ж величину.

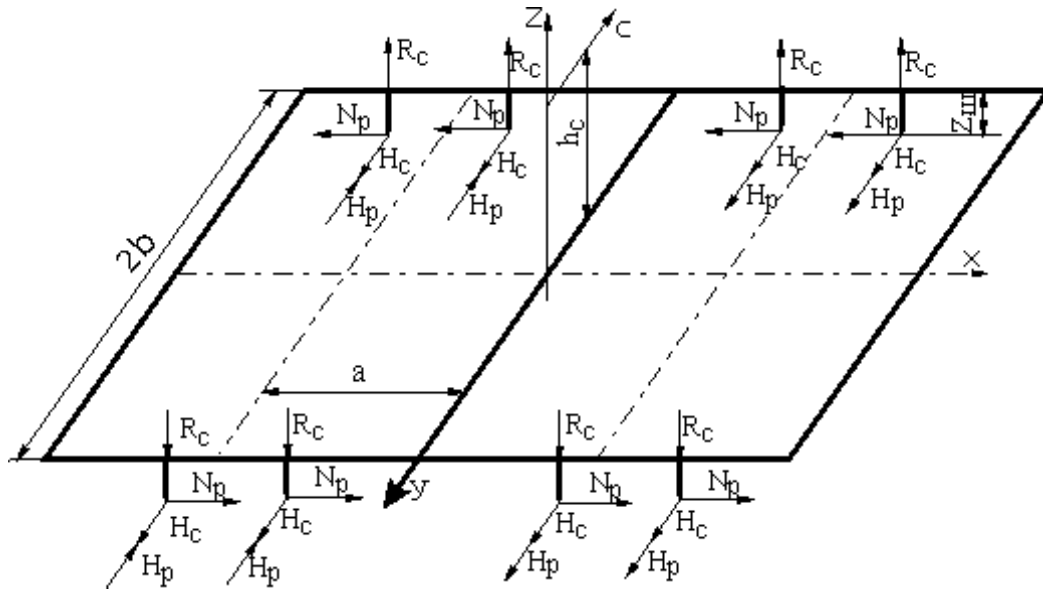


Рис. 5.9 – Схема дії на раму візка сил у кривій

Величина відцентрової сили, що віднесена до рами одного візка, визначається з допустимої швидкості в кривій без підвищення зовнішньої рейки за формулою

$$C = \frac{mV_{кр}^2}{R} = \frac{0,5G_k V_{кр}^2}{gR}, \text{ [кН]}, \quad (5.7)$$

де m – маса кузова;

$V_{кр}$ – швидкість у кривій; приймаємо за емпіричною формулою

$$V_{кр} = 4,6\sqrt{R}, \text{ км/год [10];}$$

R – радіус кривої, м;

g – прискорення сили тяжіння.

Перерозподіл вертикальних реакцій R_c може бути розрахований за умови рівноваги у вертикальній площині $y-z$, для чого достатньо всі моменти скласти відносно осі «х».

$$\Sigma M_x = 8R_c b - Ch_c = 0 \quad (5.8)$$

Тоді реакції в опорах R_c на відцентрову силу c будуть дорівнювати:

$$R_c = \frac{Ch_c}{b} \text{ [кН]} \quad (5.9)$$

Горизонтальні реакції, прикладені до буксових направляючих рами приймаються рівними й визначаються так:

$$H_c = C/8, \text{ [кН]}; \quad (5.10)$$

б) рамні сили, що виникають унаслідок проковзування коліс відносно колії (рис. 5.10).

Вимушений поворот візка без кочення коліс призводить до проковзування бандажів відносно колії. Сили тертя F_T між колесами й колією перешкоджають повороту колісної пари. Вимушений поворот колісної пари відбувається під дією поздовжніх рамних сил N_p , що передаються з букс через шпінтони на боковини рами.

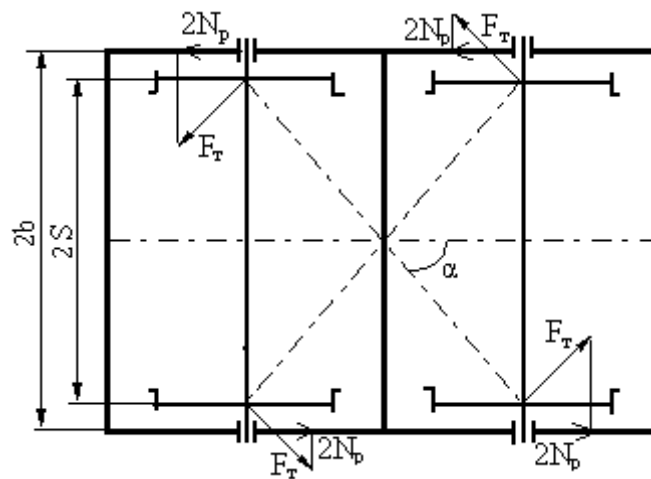


Рис. 5.10 – Схема дії сил тертя F_T

Це означає, що збоку колісної пари на боковини діє рамна сила N_p , що прагне зрушити боковини одна відносно другої в поздовжньому напрямі. Для їх розрахунку спроектуємо сили тертя в площину кіл кочення й приведемо їх до боковин.

$$2N_p = F_T \cdot \sin \alpha \frac{S}{b} \quad (5.11)$$

$$N_p = \psi \cdot \frac{G_k}{4} \cdot \sin \alpha \frac{S}{b}, \text{ [кН]}, \quad (5.12)$$

де ψ – коефіцієнт зчеплення колеса з колією.

Як видно з рис. 5.10, поздовжнє зусилля N_p прагне повернути раму в горизонтальній площині. Цьому повороту перешкоджають букси, закріплені на зовнішніх шийках осей колісних пар. У результаті виникають поперечні горизонтальні реакції H_p , прикладені до буксових направляючих (шпінтонів). Їх величину розраховують за умови рівноваги рами в горизонтальній площині, тобто відносно осі z .

$$\Sigma M_z = 8H_p a - 8N_p b = 0, \quad (5.13)$$

звідки

$$H_p = N_p \frac{b}{a} \quad (5.14)$$

Сили взаємодії між рамою візка й віссю колісної пари H_p , N_p , H_c передаються через шпінтони на корпус букси й осьові підшипники. Отримані при розрахунку результати можна використати при перевірці міцності й витривалості цих елементів.

Система сил H_c, R_c, N_p, H_p , створює в місці закладення консолі згинаючі моменти відносно осей y і z : момент M_y – у вертикальній площині (рис. 5.11); момент M_z – у горизонтальній площині (рис. 5.12).

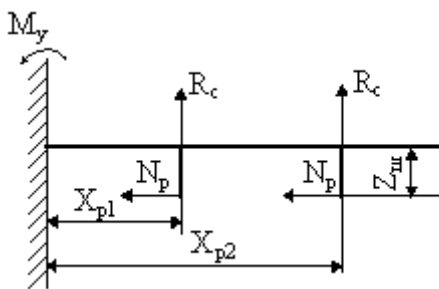


Рис. 5.11 – Схема сил у вертикальній площині

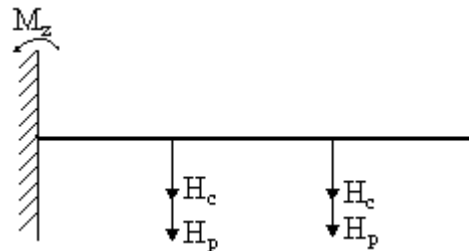


Рис. 5.12 – Схема сил у горизонтальній площині

Вибираємо IV квадрант (рис. 5.7), оскільки в ньому сума згинаючих моментів відносно закладення максимальна. В таких умовах може виявитись будь-який квадрант при інших напрямках руху й відцентрової сили.

Складемо рівняння згинаючого моменту відносно осей y і z :

$$M_y = R_c(x_{p1} + x_{p2}) - 2N_p Z_{ш}; \quad (5.15)$$

$$M_z = (x_{p1} + x_{p2})(H_c + H_p) \quad (5.16)$$

і визначимо механічні напруження в закладенні від їх дії:

$$\sigma_{кpy} = \frac{M_y}{W_{yi}} \cdot 10^{-3} \text{ [МПа]}; \quad \sigma_{кpz} = \frac{M_z}{W_{zi}} \cdot 10^{-3} \text{ [МПа]}; \quad (5.17)$$

Стиск боковими силами N_p й кручення моментами $M_c = H_c Z_{ш}$ і $M_p = H_p Z_{ш}$ не враховуємо в зв'язку з малою величиною викликаного ними напруження.

5.3.4. Механічні напруження від сил, що діють на раму візка в тяговому або гальмовому режимі роботи ТЕД

На вказаних режимах на раму візка діють 2 групи сил (рис. 5.13):

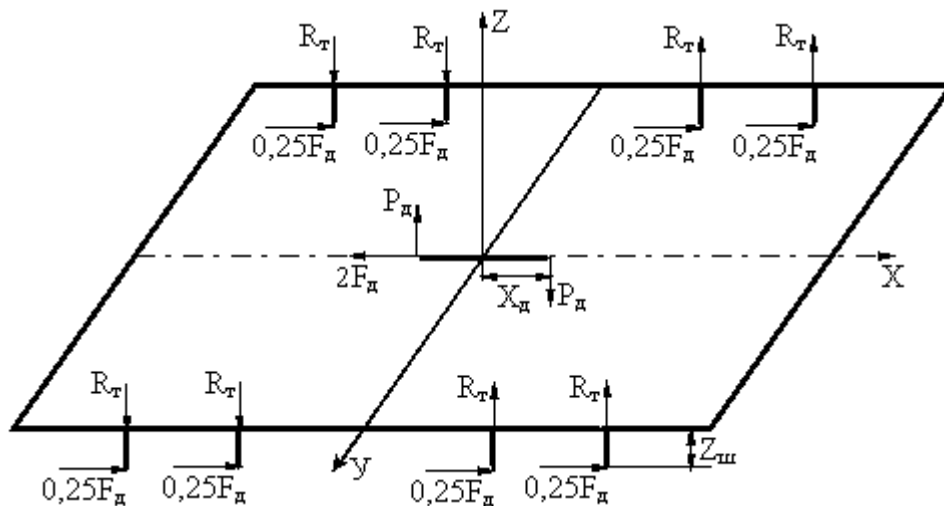


Рис. 5.13 – Схема перерозподілу сил при дії електродвигуна в тяговому режимі

– перша – сили тяги F_d (чи гальмування), друга – сили від реактивної дії ТЕД при реалізації максимального крутного моменту від сили P_d .

1 група: сили тяги й гальмування приймаються приблизно рівними, тільки з різними знаками. Вони передаються від колісної пари через буксові направляючі візка (в даному випадку – шпінтони висотою $Z_{ш}$) на його раму.

Дотична сила тяги двох ТЕД $2F_d$ через шворневу балку й п'ятник передається на раму кузова. Розрахункова сила тяги ТЕД приймається максимальною, за умови обмеження по зчепленню.

$$F_d = \psi P'_{зч}, \quad (5.18)$$

де $P'_{зч}$ – сила зчеплення коліс однієї колісної пари з колією;

ψ – коефіцієнт зчеплення, для колійного РС (сталь по сталі) $\psi = 0,15 \div 0,3$.

2 група: одночасно через підвіску 1 (рис. 5.14) двигунів 2 на раму візка 3 діють сили від корпусу двигуна (реакція крутного моменту якоря ТЕД), величина яких дорівнює:

$$P_d = \frac{F_d D_k}{2l_d}, \quad [\text{кН}] \quad (5.19)$$

Як видно зі схеми (див. рис. 5.13), активні моменти сил P_d урівноважуються моментами від реактивних сил R_t , до яких додаються моменти від їх сил тяги F_d , діючі в опорах буксового ступеня ресорного підвішування. За умови рівноваги візка в поздовжній вертикальній площині знаходяться реакції R_t (режим тяги).

$$\Sigma M_y = 8R_t(x_{p1} + x_{p2}) + 8 \cdot 0,25F_d z_{ш} - 2P_d x_d = 0 \quad (5.20)$$

$$R_t = \frac{P_d x_d - F_d z_{ш}}{4(x_{p1} + x_{p2})}; \quad (5.21)$$

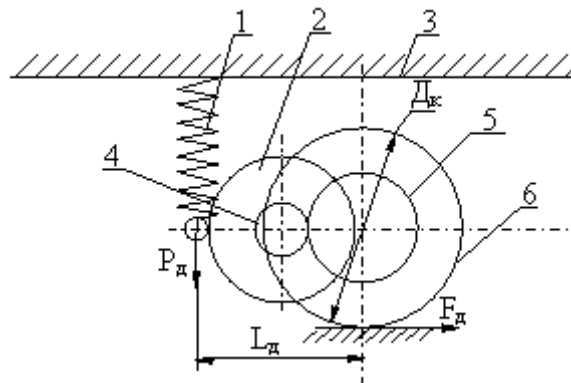


Рис. 5.14 – Схема дії сил тягового двигуна на раму візка: 1 – пружна підвіска тягового двигуна; 2 – тяговий двигун; 3 – рама візка; 4 – шестерня ведуча тягового редуктора; 5 – зубчасте колесо тягового редуктора; 6 – колесо колісної пари

Розглянута система сил згинає боковини рами у вертикальній площині. Для визначення напруження в рамі необхідно скласти рівняння для згинаючого моменту в закладенні для лівого чи правого переднього квадранта (рис. 5.15), як більш навантаженого порівняно з задніми квадрантами.

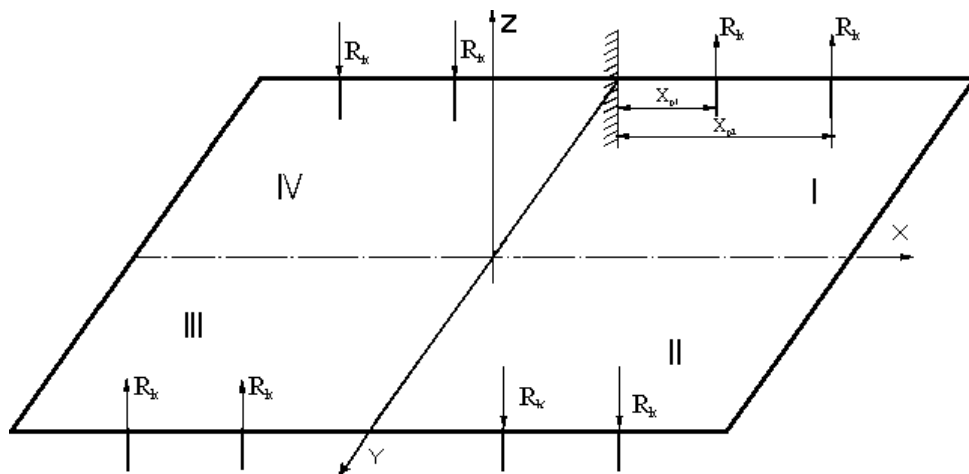


Рис. 5.16 – Схема перерозподілу сил від дії кососиметричного навантаження рами візка

Ця система називається «кососиметричне навантаження», що прагне повернути одну боковину рами відносно другої навколо поперечної осі "у".

Крутний момент шворневої балки в поєднанні з іншими силовими факторами може визвати небезпечний напружений стан у вузлах з'єднання шворневої балки з боковинами. В цих вузлах слід оберегатися виникнення тріщин.

Розрахувати кососиметричну складову R_k можна за формулою

$$R_k = \Delta h_k J_e / 2, \quad (5.24)$$

де Δh_k – розрахункова висота підйому набігаючого колеса при вході в криву, з урахуванням різниці діаметрів коліс конусності бандажів, неточності регулювання ресорної підвіски;

J_e – еквівалентна жорсткість ресорної підвіски візка, віднесена до однієї колісної пари.

Для розглянутого комплексу ресорного підвішування візка, що складається з 4-х паралельно діючих пружин з жорсткістю $J_{пр}$, еквівалентна жорсткість буде:

$$J_e = 4J_{пр}. \quad (5.25)$$

Тоді момент у небезпечному перерізі балки від кососиметричного навантаження при умові вибору I квадранта, в якому R_k підсумовують з реакцією від вагового навантаження R_v , буде дорівнювати:

$$M_{ук} = R_k(x_{p1} + x_{p2}); \quad (5.26)$$

А механічні напруження від кососиметричного навантаження будуть

$$\sigma_k = \frac{M_{ук}}{W_y} 10^{-3}, [\text{МПа}]; \quad (5.27)$$

5.3.6. Механічні напруження від динамічної дії навантаження.

Вертикальне динамічне навантаження зумовлено прискореннями підресорених елементів механічної частини, що виникають при вертикальних коливаннях кузова, переїзді колесами перешкод, нерівностей колії, колійних стиків тощо. Точне визначення динамічного навантаження, що діє на деталі механічної частини є вельми важкою задачею. Це пояснюється тим, що великі динамічні навантаження можуть виникати в самих різних умовах експлуатації. Приблизне теоретичне визначення динамічного навантаження (напруження від динамічних сил σ_d) частіше проводять за допомогою коефіцієнта вертикальної динаміки K_d , помноженому на напруження при статичному ваговому навантаженні:

$$\sigma_d = K_d \cdot \sigma_v \quad (5.28)$$

При цьому коефіцієнт вертикальної динаміки визначають з емпіричної формули ЦНДІ МПС СРСР [1]:

$$K_d = 1.2 + \frac{1,44V}{f'_{ст} + 1,5f''_{ст}}, \quad (5.29)$$

де V – конструкційна швидкість РС, м/с;

$f'_{ст}, f''_{ст}$ – статичний прогин ресор під навантаженням бруто буксової і центральної ступенів ресорного підвішування, м.

Визначивши напруження від основних видів навантаження можна приступити до оцінки міцності рами за її напруженим станом у небезпечному перерізі. Для цього необхідно розглянути одночасну дію різних навантажень у їх можливому поєднанні й провести алгебраїчне підсумовування напруження в небезпечному перерізі.

Поєднання видів навантаження визначається з урахуванням їх одночасної дії. Наприклад, потрібно зважати на те, що вертикальне динамічне навантаження не діє під час розгону транспортних засобів; тобто тягове зусилля розвинуте

при розгоні не відповідає режиму руху з конструктивною швидкістю тощо.

На основі аналізу напруження відокремлених видів навантаження, вибирають їх поєднання, за якими результуючі напруження в будь-якій з точок розрахункового перерізу виявляються найбільшими ($\sigma_{p \max}$). За їх величиною визначають запас міцності й роблять висновок щодо придатності рами до експлуатації.

Допустимий коефіцієнт запасу міцності при орієнтовному розрахунку:

$$[n] = (\sigma_T / \sigma_{p \max}) \geq 1,7 \div 2, \quad (5.30)$$

де σ_T – межа текучості, наприклад для сталі Ст3 – $\sigma_T = 240$ МПа.

$\sigma_{p \max}$ – максимально розрахункове напруження в небезпечному перерізі.

Контрольні запитання

1. Яке призначення візкової будови транспортних засобів?
2. Які основні класифікаційні ознаки візків транспортних засобів?
3. Які основні вузли входять до складу візка рейкового транспорту?
4. Через які силові елементи передаються сили ваги, тяги, гальмові зусилля в рамних і безрамних візках?
5. Яке зусилля прагне повернути раму візка в горизонтальній площині?
6. Що таке «направляючі пристрої» і які елементи ходової частини виконують їх функції?
7. Яке розташування тягових двигунів в рамних і безрамних візках і чому?
8. Як виникає вертикальне статичне навантаження і який порядок розрахунку напруження в небезпечному перерізі рами візка?
9. Які існують конструкції зв'язків візків з рамами кузовів транспортних засобів?
10. Який порядок розрахунку рами візка на вагове навантаження?
11. Як розрахувати раму візка на кососиметричне навантаження?
12. Який порядок визначення напруження від сил, що діють на раму візка в кривій?

13. Як розрахувати зусилля, які діють при роботі електричних двигунів в тяговому режимі на раму візка?
14. Як враховують динамічні навантаження при розрахунку міцності візка?
15. Які основні спрощення введені при розрахунку міцності рами візка?
16. Який порядок розрахунку поздовжньої балки рами візка на згин?
17. Який порядок визначення запасу міцності в небезпечних перерізах при розрахунку на міцність рами візка?

6. КОЛІСНІ ПАРИ (МОСТИ), КОЛЕСА

6.1. Призначення

Колісні пари (мости) призначені для сприйняття обертаючого моменту тягових машин, реалізації сил тяги, гальмування й спрямування екіпажа в колійному чи безколійному шляху.

6.2. Класифікація колісних пар (мостів) і конструкція їх елементів

Як видно зі схеми (рис. 6.1), можна виділити п'ять основних класифікаційних ознак, що характеризують конструкції колісних пар.

6.2.1 Матеріал з розташування буксових вузлів більш докладно викладено в п. 5.2.

6.2.2 За видом навантажень мости поділяють на ведучі й неведучі. Ведучими називають мости, що є елементами тягового приводу, тобто зв'язані з електродвигуном і несуть (крім вертикальних і горизонтальних навантажень) обертальні моменти. На сьогоднішній день на вітчизняному рейковому міському електротранспорті всі мости (на трамваях) і колісні пари (на вагонах метро) ведучі. До неведучих (підтримуючих) відносять мости, що не передають обертальні моменти й виконують функцію заданого розподілення навантажень від кузова з метою зменшення напруження в контакті "колесо – дорога". На безрейковому транспорті такі мости виконують функцію зміни напрямку руху й називають їх керованими.

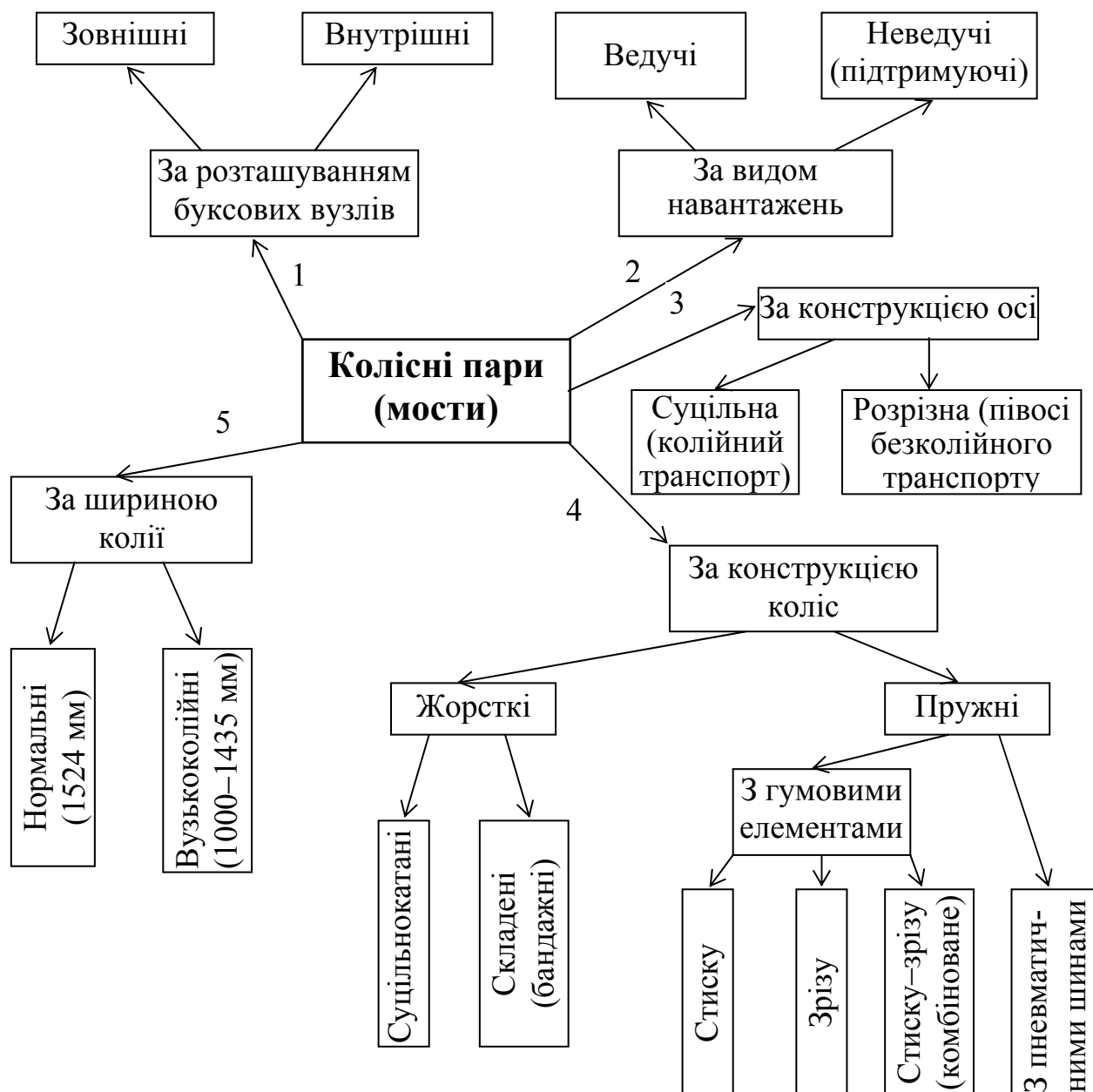


Рис. 6.1 – Класифікація колісних пар (мостів)

6.2.3 За конструкцією осей як видно з рис. 6.1 осі бувають суцільними й розрізними. На рейковому транспорті вітчизняного виробництва в колісних парах застосовуються в основному суцільні осі, конструкцію яких подано на рис. 6.2. Осі виготовляють зі спеціальних сталей (трамвайні – з мартенівської сталі підвищеної міцності (ДСТ 6143–52), осі метро – зі спеціальної вуглецевої сталі ОсМ (ДСТ 6690–69)), хімічний склад яких представлений в табл. 6.1 [1]. Букви Ос означають осьова, М – для вагонів метро.

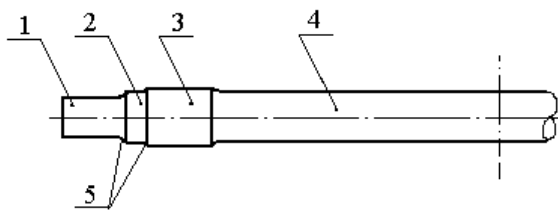


Рис. 6.2 – Вісь колісної пари з зовнішнім розташуванням буксових вузлів:

1 – буксова шийка; 2 – передматочинна частина; 3 – підматочинна частина; 4 – міжматочинна частина; 5 – галтельні переходи (для зниження коефіцієнта концентрації механічних напружень).

Таблиця 6.1 – Хімічний склад сталей осей колісних пар і їх механічні характеристики

Застосування колісних пар	Хімічний склад сталі, %								Механічні властивості	
	C	Mn	Si	P, не більше	S, не більше	Cu	Cr	Ni	Межа міцності, мПа	Відносне подовження, %
Трамвайні вагони	0,35–0,45	0,5–0,8	0,15–0,35	0,05	0,05	0,2	0,3	0,3	60–67	18
Вагони метрополітену	0,37–0,47	0,5–0,8	0,15–0,35	0,04	0,05	0,25	0,3	0,3	58–63	22

Конструкцію розрізних осей докладніше надано в розділі "Тягові приводи ТЗ"

6.2.4 Класифікація колісних пар за конструкцією коліс РС див. нижче.

6.3.1. Колеса колійного транспорту

Ходові колеса рейкового РС виконують бандажними (рис. 6.3, а, б) і безбандажними (рис. 6.3, в); безрейкового РС – з пневматичними шинами.

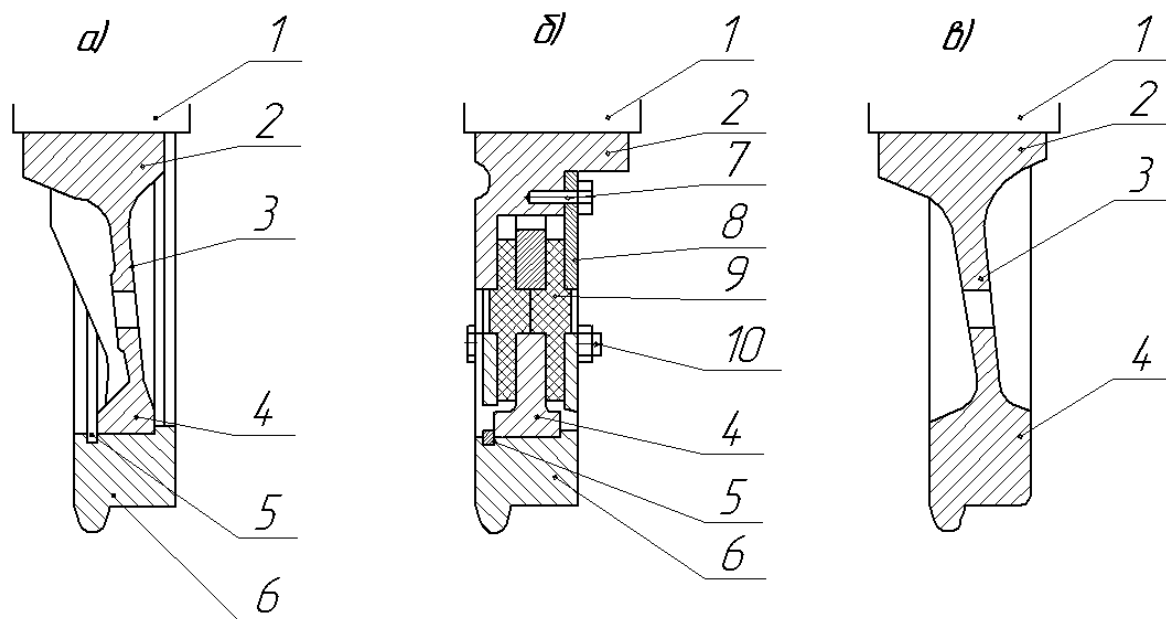


Рис. 6.3 – Конструктивні елементи коліс рейкових ТЗ: а – жорстке бандажне колесо; б – підгумове колесо; в – суцільнокатане безбандажне колесо

Найбільш проста конструкція жорстких суцільнокатаних складених бандажних коліс. Останні складаються з таких основних елементів (рис. 6.3, а): маточина 2 для насадки на вісь 1; колісний диск 3 з ободом 4; бандаж 6 і стопорне кільце 5, що попереджає знімання бандажа з обода. Маточина 2 колеса насаджується на вісь 1 пресовою посадкою (докладніше див. п. 6.4), бандаж 6 на обід 4 – тепловою посадкою (з попереднім нагріванням бандажа до 250°C).

Трамвайний бандаж (рис. 6.4, а) має циліндричну поверхню катання 5, реборду 4, буртик 3, канавку 2 для стопорного кільця й заплечник 1. Реборда 4 бандажа виконує роль направляючого пристрою: забезпечує вписування РС у криві ділянки колії за рахунок упора в голівку чи губку рейки. Поверхню катання бандажів коліс вагонів метрополітену (рис. 6.4, б) обточують з ухилом 1:20 і 1:7, що полегшує їх уписування в кривих ділянках колії.

Перевага бандажних коліс полягає в можливості зміни бандажа з дорогої сталі при зносі; недолік – можливість ослаблення посадки на ободі. Тому в метрополітені іноді використовують суцільнокатані безбандажні колеса (рис. 6.3, в), що відрізняються від бандажних простотою конструкції, підвищеною міцністю й надійністю, зменшеною масою, але вимагають більш складної технології

виготовлення. Для зручності транспортування й закріплення при обробці на верстатах колісні центри мають два розташованих діаметрально технологічних отвори А.

До недоліків жорстких коліс можна віднести жорстку передачу сил взаємодії між рейковою колією й ходовими частинами і порівняно високий рівень шуму (одним із джерел шуму рейкового РС є контакт колеса з рейкою). Ці недоліки усунуті в підгумовому колесі (рис. 6.3,б). В ньому колісний центр з ободом 4 затиснутий болтами 10 між маточиною 2 і натискною шайбою 8 за допомогою двох кільцевих чи двох рядів гумових вкладишів 9. Останні для міцності армовані сталевими дисками. На обід 4 насаджують бандаж 6 з кріпленням стопорним кільцем 5. Вкладиш 9 під час зборки колеса піддають стиску під пресом нормованим зусиллям і затягують болтом 10. Натискну шайбу 8 додатково кріплять до маточини болтом 7.

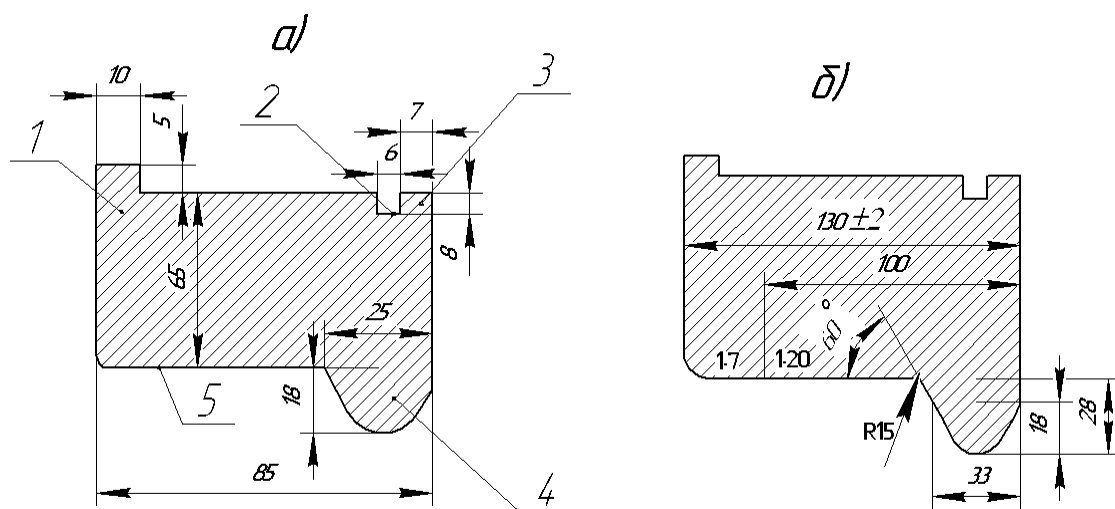


Рис. 6.4 – Трамвайний бандаж (а) і бандаж колеса РС метрополітенів (б)

Вимоги до коліс з пружними гумовими елементами:

- 1) гума в підгумових колесах повинна працювати на зріз або на стиск;
- 2) максимальний вертикальний прогин 2,5–4 мм, горизонтальний 1–1,5 мм;
- 3) рекомендована твердість для МЕТ 54–56 од. по Шору;

4) гума повинна бути еластична, шумопоглинаюча, стійка до коливань температури (+80...–40°C), мати малі втрати на внутрішнє тертя, незначну залишкову деформацію, збереження пружних властивостей 8–10 років;

5) товщина гумових вкладишів 16–17 мм ($\pm 0,25$ мм). При більшій товщині важко отримати однакову щільність внутрішнього і зовнішнього шарів. Крім того,

з–за низької теплопровідності гума надто нагрівається від втрат енергії на внутрішнє тертя;

6) бажано уникати гвинтових з'єднань; якщо є гвинти, то вони не повинні працювати на згин;

7) гумові елементи треба захистити від кисню повітря, конструкція повинна бути міцною, легкою, надійною, дешевою.

Позитивні сторони застосування пружних коліс полягають в тому, що вони покращують умови роботи ходових частин і колії, знижують знос реборди, збільшуючи пробіг між проточками, зменшують шум, підвищують плавність ходу, підвищують комфортність тощо.

До негативних сторін можна віднести: більш високу вартість, збільшені витрати на ремонт; підвищений опір руху з–за втрат на тертя в гумі; неможливість використання колісно–колодкового гальмування тощо.

РС з пружними колесами широко застосовують за кордоном. В Україні це трамваї чеського виробництва, вагони КТМ–5М, К1, КТ, вагони метрополітену [5,8].

На безрейковому РС використовують ходові колеса з пневматичними шинами (рис. 6.5). Шина пневматичного колеса має: гумову покришку 1 прямоботного типу, гумову камеру 2, наповнену стисненим повітрям; вентиль 5 для накачування шини; сталеве армування 8 з кордовим каркасом 9 покришки; бреккер 10 (шар, що розподіляє навантаження шини на каркас); протектор 11 для кращого зчеплення колеса з дорожнім покриттям. Шини кріплять на ободі 7 колеса знімним бортом 3 і замковим кільцем 4. До установки шини на обід 7 укладають гумову обідну стрічку 6, що захищає камеру від ушкоджень металевими частинами колісного диска.

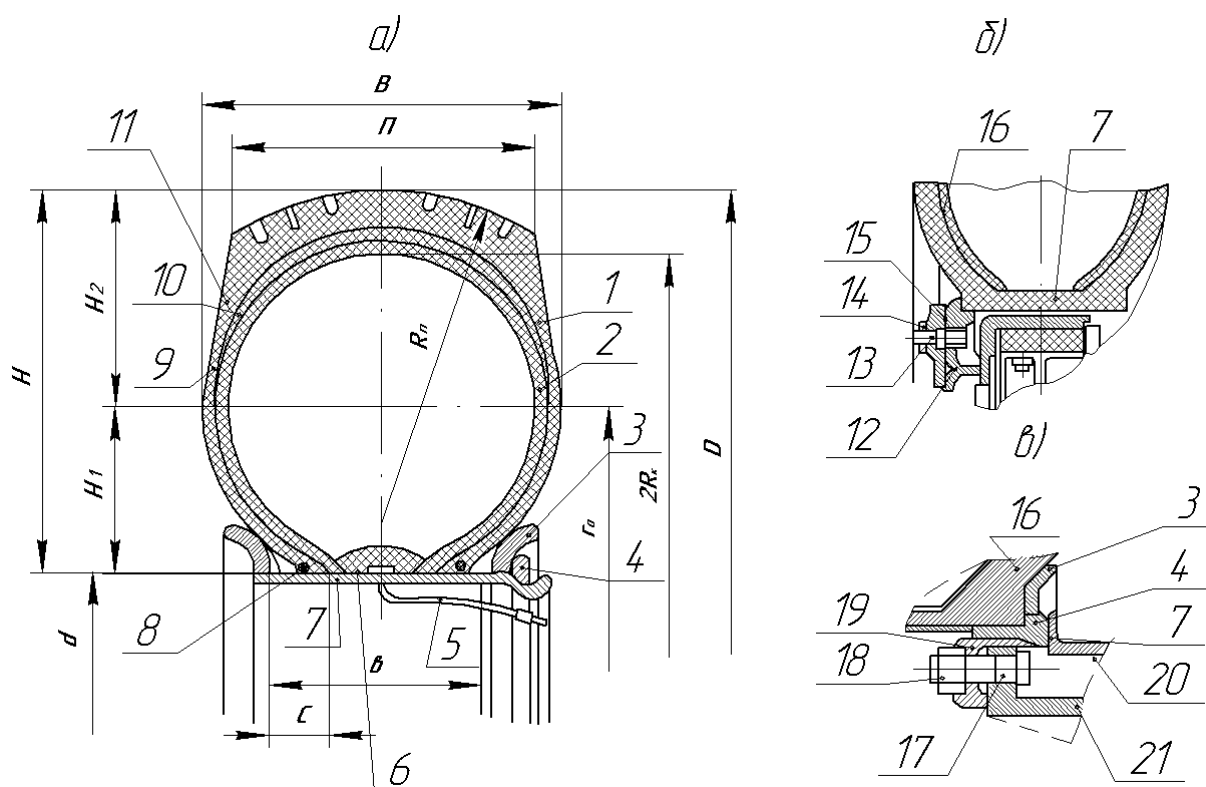


Рис. 6.5 – Конструктивні елементи бездискового пневматичного колеса тролейбусів ЗіУ–9: а – пневматична шина; б – кріплення одиночного (керованого) колеса; в – кріплення здвоєного (ведучого) колеса

Кріплення коліс до маточини регламентовано стандартом. Одиночні колеса керованого моста тролейбуса кріплять до маточин 12 (рис. 6.5, б) притисками 15 на шпильках 13 і гайках 14. Пневматичну шину 16 надягають на суцільний сталевий обід 7 і кріплять на ньому знімним бортом 3 і замковим кільцем 4. Здвоєні колеса ведучого моста кріплять болтами 17 з гайками 18 до перехідника 21 (рис. 6.5, в) шістьма притисками 19. Між ободами коліс ставлять дистанційне кільце 20. Шину 16 надягають на обід 7 і закріплюють на ньому з'ємним бортом 3 і замковим кільцем 4 так само, як і шину одиночного колеса.

Пневматичні шини (див. рис. 6.5, а) характеризують наступними геометричними розмірами (ДСТ 5513–75): шириною шини B і протектора Π ; висотою шини H внутрішньої H_1 і зовнішньої H_2 частин шин; діаметром внутрішнім d і за поверхнею катання D ; радіусом заокруглення протектора R_n , внутрішньої оболонки R_k , основної окружності r_0 ; шириною по бортам e ; товщиною борта c .

Основні розміри шини – внутрішній діаметр під посадку на обід і ширину В наносять на боковину шини. На тролейбусах ЗиУ-9, наприклад, установлені шини 320-508 модель "ИЯ-241" з "дорожнім" (неглибоким) малюнком протектора. Внутрішній діаметр цих шин під посадку на обід дорівнює 508 мм, а ширина – 320 мм [2].

6.4. Розрахунок осей колісних пар на міцність

У даному підрозділі приведено методику спрощеного розрахунку осей колісних пар з внутрішніми опорами візка (див. рис. 5.2). Її можна використовувати для розрахунку колісних пар трамвая і, частково, тролейбуса. В даному розрахунку вісь колісної пари розглядається як балка на двох опорах (рис. 6.6). Для спрощення розрахунку кожухи осей не приймаються до розрахунку. Навантаження візка на осі колісної пари буде сумарним від дії комплексу сил:

1. Сумарні сили Z_1, Z_2 – це сили, що діють від рами візка на колісну пару через підшипникові опори: а) від вагового навантаження; б) від сил, що діють у кривій; в) від сил, що діють на ухилі; г) від сил інерції при гальмуванні; д) від динамічного навантаження, тощо [12]. Останні три групи сил враховують як складові сил Z_1 і Z_2 .

2. Силу, що діє на зубчасте колесо тягового редуктора від зчеплення його з ведучою шестернею Z_k , визначають з рівняння крутного моменту $M_{кр}$ тягового редуктора:

$$M_{кр} = \frac{Z_k D_{з.к.}}{2} = \frac{F_d D_k}{2}, \quad (6.1)$$

$$Z_k = \frac{F_d D_k}{D_{з.к.}}, \quad (6.2)$$

де F_d – дотична сила тяги колісної пари – див. (5.18):

$$F_d = P'_{зч} \psi \quad (6.3)$$

3. Направляюче зусилля (горизонтальне поперечне зусилля від дії колії на колесо при боковому навантаженні:

$$Y = P_6 = C + P_{\Pi}, \quad (6.4)$$

де P_6 – зусилля бокове;

C – зусилля відцентрове – див. (5.7).

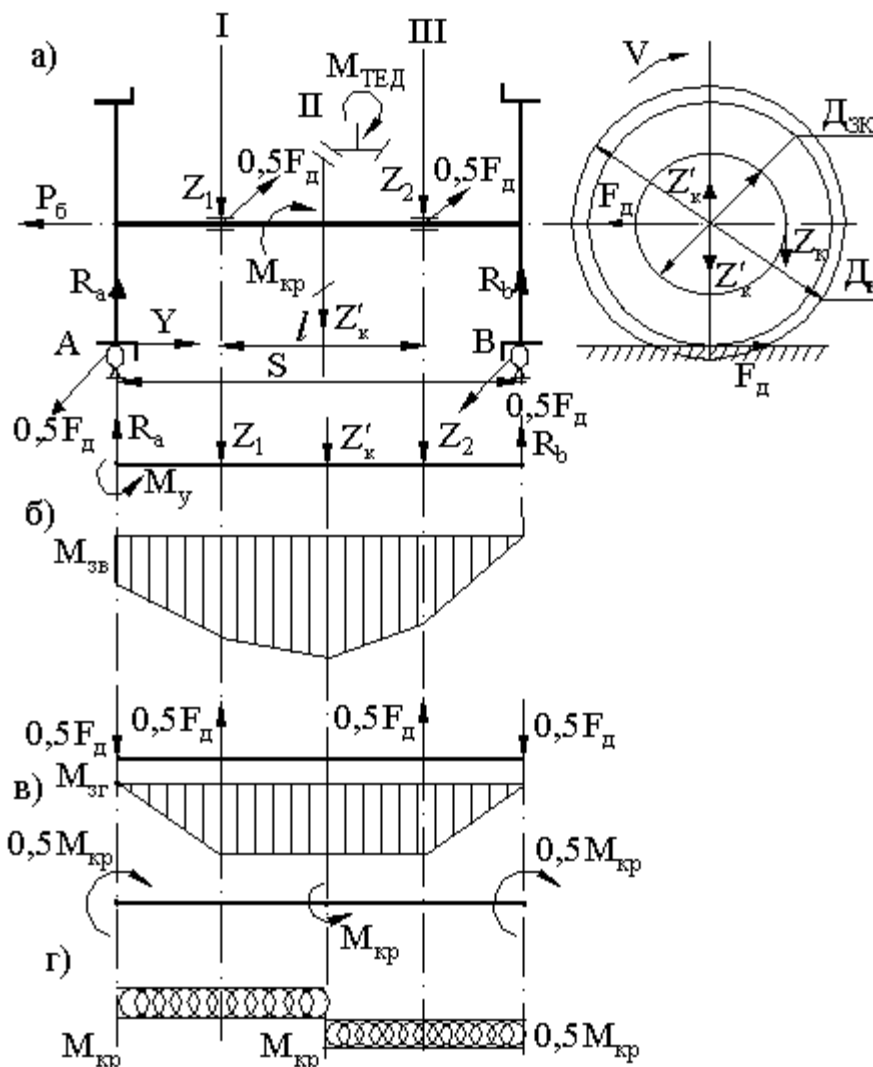


Рис. 6.6 – Схеми й епюри силових факторів до розрахунку осей колісних пар: а – повна схема сил; б – схема силових факторів і епюра згинаючих моментів, що діють у вертикальній площині; в – схема силових факторів і епюра згинаючих моментів, що діють у горизонтальній площині; г – схема дії та епюра крутних моментів на вісь

$$C = \frac{P'_{зч} V_{кр}^2}{gR}; \quad (6.5)$$

Зусилля повітряне в перерахунку на одну колісну пару:

$$P_{\pi} = \frac{D h_k p}{n}, \quad (6.6)$$

де D – довжина кузова вагона, м;

h_k – висота кузова вагона, м;

$p = 0,5 \text{ кН/м}^2$ – питомий тиск повітря розрахунковий для України;

n – кількість колісних пар вагона.

4. Реакції в точках A і B від усіх діючих зусиль у місці контакту колеса з колією: відповідно R_A і R_B визначають за умови рівноваги системи в поперечній вертикальній площині, тобто сума моментів ΣM відносно точок A і B повинна дорівнювати 0.

$$\Sigma M_A = 0,5P_{\delta}D_k - 0,5Z_1(S-l) - 0,5Z'_kS - Z_2[S - 0,5(S-l)] + R_BS = 0, \quad (6.7)$$

де Z'_k – статичний нуль при перенесенні точки прикладення сили Z_k ($Z'_k = Z_k$).

Тоді:

$$R_B = \frac{-0,5P_{\delta}D_k + 0,5Z_1(S-l) + 0,5Z'_kS + Z_2[S - 0,5(S-l)]}{S}. \quad (6.8)$$

Аналогічно:

$$\Sigma M_B = 0,5P_{\delta}D_k - R_AS + Z_1[S - 0,5(S-l)] + 0,5Z'_kS + 0,5Z_2(S-l) = 0, \quad (6.9)$$

$$R_A = \frac{0,5P_{\delta}D_k + Z_1(S - 0,5(S-l)) + 0,5Z'_kS + 0,5Z_2(S-l)}{S}. \quad (6.10)$$

За відомими значеннями сил, що діють на вісь, розраховують згинаючі моменти від вертикальних сил $M_{зг\text{ в}}$ (рис. 6.6,а) і горизонтальних сил $M_{зг\text{ г}}$ (рис. 6.6,в) в небезпечних перерізах осі I,II,III. Отже результуючі згинаючі моменти в зазначених перерізах будуть:

$$M_{Iзг} = \sqrt{M_{Iв}^2 + M_{Iг}^2}, \quad (6.11)$$

$$M_{IIзг} = \sqrt{M_{IIв}^2 + M_{IIг}^2}, \quad (6.12)$$

$$M_{IIIзг} = \sqrt{M_{IIIв}^2 + M_{IIIг}^2}. \quad (6.13)$$

З енергетичної теорії міцності еквівалентні розрахункові напруження в небезпечному i -тому перерізі осі будуть [1]:

$$\sigma_{ei} = \sqrt{\sigma_i^2 + 3\tau_i^2}, \quad (6.14)$$

де $\sigma_i = \frac{M_{зг\ i}}{W_i}$ - згинаючі нормальні напруження в і-му перерізі,

момент опору осі на згин $W_i = \frac{\pi d_i^3}{32} \approx 0,1d_i^3$,

d_i – діаметр розрахункового перерізу,

$\tau_i = \frac{M_{кр}}{W_{ip}}$ – тангенційні (дотичні) напруження в і-му перерізі,

$M_{кр}$ – крутний момент у і-му перерізі (рис. 6.6, г),

W_{ip} – моменти опору відповідних перерізів осі на кручення:

$$W_{ip} = \frac{\pi d_i^3}{16} \approx 0,2d_i^3.$$

Таким чином, для трьох розрахункових перерізів напруження дорівнюють:

$$\sigma_I = \sqrt{\left(\frac{M_{Iзг}}{W_I}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{кр}}{2W_{Ip}}\right)^2}, \quad (6.15)$$

$$\sigma_{II} = \sqrt{\left(\frac{M_{IIзг}}{W_{II}}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{IIкр}}{W_{IIp}}\right)^2}, \quad (6.16)$$

$$\sigma_{III} = \sqrt{\left(\frac{M_{IIIзг}}{W_{III}}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{IIIкр}}{2W_{IIIp}}\right)^2}. \quad (6.17)$$

Вісь колісної пари буде відповідати потребам міцності тоді, коли $\sigma_{I,II,III} \leq [\sigma]$

Для осьової сталі з урахуванням знакозмінного характеру навантаження допустиме напруження дорівнює $[\sigma] = 100 \div 120$ МПа.

6.4. Розрахунок насадки коліс

Безпека руху рейкового транспорту напряму залежить від дотримання технології напресовування коліс на осі колісних пар. Напресовування проводять у холодному стані за допомогою преса з побудуванням діаграми залежності зу-

силля запресовування P_3 від глибини X (рис. 6.7)

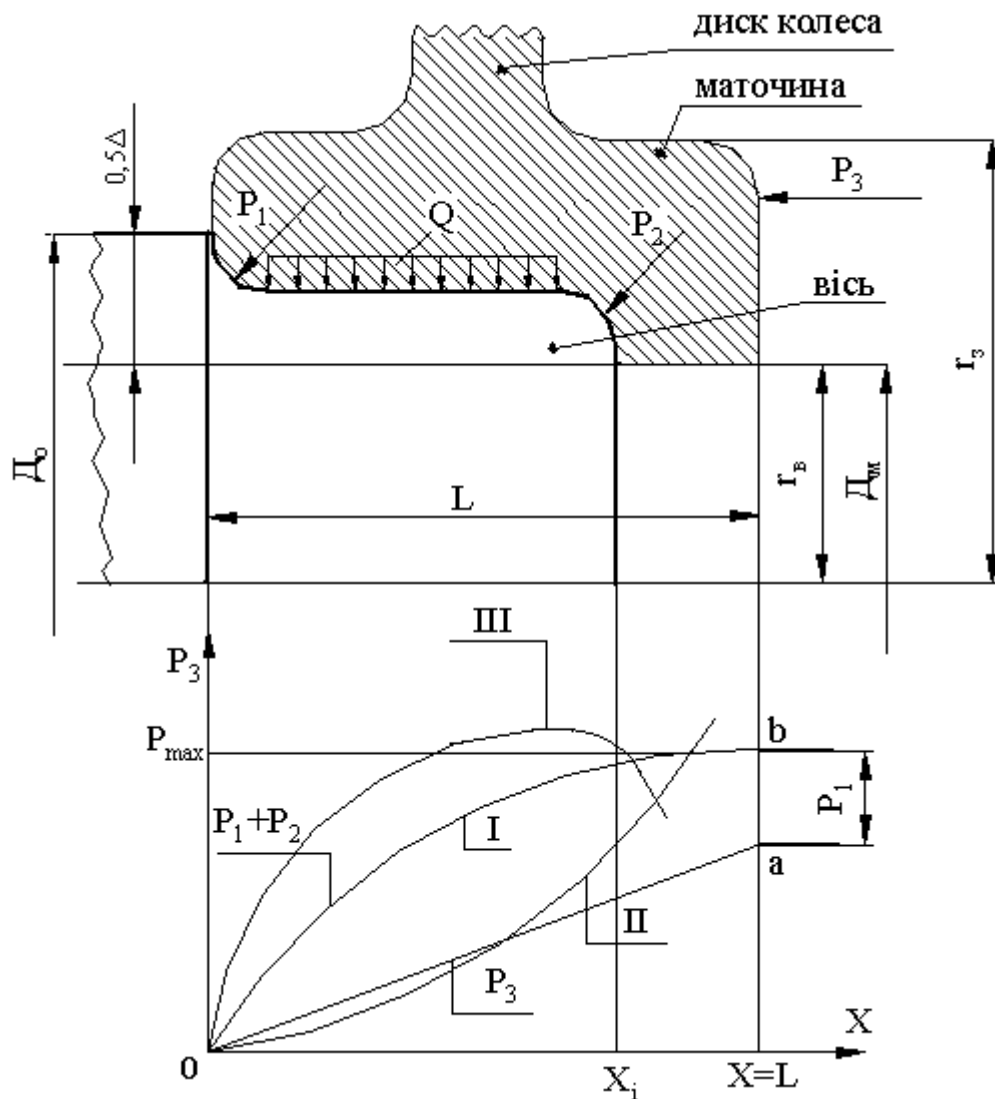


Рис. 6.7 – Діаграма запресування колеса на вісь

Величина натягу при посадці коліс на ось $\Delta = D_0 - D_m = 0,1 - 0,25$ мм – різниця діаметрів підматочинної частини осі й маточини .

Зусилля холодного запресування P_3 повинно подолати зусилля деформації осі P_1 , маточини P_2 й силу тертя P_T .

$$P_3 = P_1 + P_2 + P_T, \quad (6.18)$$

де $P_T = f \cdot Q$,

при f – коефіцієнті тертя 0,18–0,2 (сталь по сталі),

$Q = q \cdot \pi \cdot D_m \cdot x_i$ – сумарне зусилля обтискування підматочинної частини осі

маточиною,

де $q = \frac{E \cdot Z}{1 + K}$ – питомий тиск на маточину,

$Z = \frac{\Delta}{D_c}$, $K = \frac{r_3 + r_b}{r_3^2 - r_b^2}$ – коефіцієнти, що враховують геометрію посадки,

D_{cp} – середній діаметр посадки:

$$D_{cp} = \frac{D_o - D_m}{2}, \quad (6.19)$$

E – модуль пружності;

r_3, r_b – зовнішній і внутрішній радіуси маточини.

У міру переміщення колеса по осі X сила тертя $P_t = f(x)$ зростає прямолінійно (ділянка Oa). Сума координат кривої Ov і прямої Oa дає величину зусилля запресовки. Максимальної величини воно досягає в середині запресовки, оскільки в цьому місці поперечний переріз маточини підсилено диском колеса. Після повного напресування маточини на підматочинну частину осі, коли $x = L$, сили P_t і P_2 перетворюються в постійні величини і для подальшого переміщення колеса потрібно подолати тільки сили від деформації осі P_1 . При цьому сумарна сила запресовки буде постійною і дорівнюватиме P_{max} . Остаточна величина посадочного тиску характеризує зусилля пресової посадки від провертання колеса на осі.

Для розрахунку необхідної величини P_{max} використовують рівняння моментів осі й колеса:

$$\frac{P_{max} \cdot D_o}{2} = n \cdot \frac{F_{max} \cdot D_k}{2}, \quad (6.20)$$

де $n = 6$ – коефіцієнт, що враховує запас на ослаблення міцності посадки.

F_{max} – максимальна сила тяги одного колеса;

D_k – діаметр колеса.

Враховуючи P_{max} за умови міцності маточини й колісного центру розраховують її довжину й величину натягу.

З характеру кривої можна відстежити якість посадки. Наприклад, крива II характеризує конічність поверхні маточини й осі одного напрямку, а III – про-

тилежного. Те й інше для експлуатації – не припустиме.

Контрольні запитання

1. Яке призначення колісних пар (колiс) транспортних засобiв?
2. Які основні класифікаційні ознаки колісних пар (колiс) транспортних засобiв?
3. З яких основних елементів складаються осі колісних пар?
4. Для чого на осях колісних пар роблять галтельні переходи?
5. На яких видах транспортних засобiв використовують розрізні осі?
6. В яких випадках застосовують зовнішні буксові вузли, а в яких – внутрішні, що цьому сприяє?
7. Які вимоги пред'являють до пружних гумових коліс?
8. Який порядок розрахунку осі колісної пари на міцність?
9. Які існують конструкції коліс транспортних засобiв, їх переваги і недоліки?
10. Які позитивні і негативні якості мають пружні колеса рейкових транспортних засобiв?
11. Яке призначення діаграми запресування коліс на вісь?
12. Як визначити небезпечний переріз осі колісної пари?
13. З яких основних елементів складається колесо безрейкових транспортних засобiв?

7. РЕСОРНЕ ПІДВІШУВАННЯ

7.1. Призначення ресорного підвішування (РП)

Система РП призначена для:

- акумулювання енергії ударів коліс під час руху РС по нерівностям шляху й передачі її кузову в процесі коливань;
- передавання й розподіл зусиль від кузова на колеса;
- підтримання проектного навантаження між колісними парами при проходженні ними окремих нерівностей шляху;
- створення плавного й безпечного ходу РС, особливо при великих швидкостях руху.

7.2. Класифікація системи ресорного підвішування



Рис. 7.1 – Класифікація системи ресорної підвіски ТЗ

При аналізі існуючих конструкцій пружного підвішування транспортних засобів взагалі і міського транспорту зокрема можна відмітити чотири основних класифікаційних ознаки. До них відноситься класифікація (рис. 7.1) за типом пружних елементів, за типом демпферів коливань, за з'єднанням пружних елементів у групи і за наявністю ступенів ресорної підвіски.

Пружні елементи класифікують за конструкцією, характером сприймання навантаження, демпфірування (гасіння) коливань. У ходовій частині РС широке застосування одержали: гвинтові циліндричні пружини; листові, гумові й гумово–металеві, а також пневматичні ресори. Ці пружні елементи утворюють центральне й буксове ресорне підвішування кузова, а тому можуть з'єднуватися паралельно, послідовно й комбіновано.

Пружні елементи, що володіють тертям (наприклад, листові між листами, гумові – на міжмолекулярному рівні), крім основних функцій, перелічуваних вище, гасять коливальні процеси в системі. При встановленні до підвіски пруж-

них елементів, що не гасять коливання, таких як гвинтові пружини, треба додавати спеціальні демпфери (погашувачі) коливань (див. нижче).

7.3. Характеристики гвинтових циліндричних пружин і розрахунки їх на міцність

Однією з головних характеристик пружних елементів є "вертикальна пружна характеристика", що показує залежність деформації f (мм) від вертикального навантаження P (Н).

Особливістю вертикальної пружної характеристики гвинтової циліндричної пружини є співпадіння залежності P у функції f для процесу навантаження й для процесу розвантаження (рис. 7.2). Поглиблений аналіз цієї характеристики див. п. 7.5.

Пружні властивості елементів характеризуються тангенсом кута α або коефіцієнтами жорсткості (жорсткістю) або гнучкості (гнучкістю).

Жорсткість (J) – це відношення навантаження на пружний елемент P до викликаного їм прогину f , а гнучкість Γ – зворотна величина жорсткості:

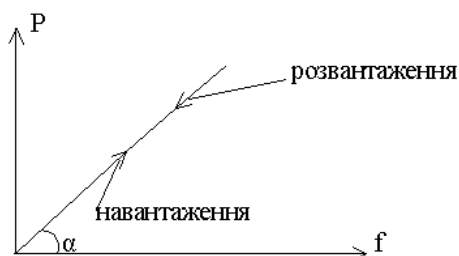


Рис. 7.2 – Вертикальна пружна характеристика гвинтової циліндричної пружини

$$J = \frac{P}{f} = \operatorname{tg} \alpha, \left[\frac{\text{Н}}{\text{мм}} \right], \quad \Gamma = \frac{f}{P} = \frac{1}{J}, \left[\frac{\text{мм}}{\text{Н}} \right]. \quad (7.1)$$

При паралельному з'єднанні пружних елементів (рис. 7.1) еквівалентна жорсткість J_e , тобто жорсткість комплексу буде дорівнювати сумі жорсткостей окремих елементів:

$$\frac{P_1}{f_1} + \frac{P_2}{f_2} + \dots + \frac{P_i}{f_i} = J_1 + J_2 + \dots + J_i = \Sigma J_i = J_e. \quad (7.2)$$

При послідовному з'єднанні:

$$\frac{f_1}{P} + \frac{f_2}{P} + \dots + \frac{f_i}{P} = \frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} + \dots + \frac{1}{J_i} = \sum \frac{1}{J_i} = \frac{1}{J_e}, \quad (7.3)$$

або аналогічно

$$\Gamma_1 + \Gamma_2 + \dots + \Gamma_i = \sum \Gamma_i = \Gamma_e. \quad (7.4)$$

Тоді еквівалентна жорсткість комплексу з двох послідовно з'єднаних ресор набуде вигляд:

$$J_e = \frac{J_1 \cdot J_2}{J_1 + J_2}, \quad (7.5)$$

що менше, чим при паралельному з'єднанні.

Як правило, в транспорті застосовують комбіновану систему (рис. 5.5), тобто систему паралельно-послідовного включення пружних елементів у групи. В цьому випадку забезпечують сприйняття значних вертикальних навантажень, що більше відповідає паралельному з'єднанню пружних елементів. Для більшої комфортності пасажирів необхідна система з великими прогинами. Цю якість забезпечують послідовним з'єднанням пружних елементів, що входять до загальної системи паралельно-послідовного з'єднання.

Для розрахунку пружин на міцність користуються наближеними формулами, виведеними в припущенні, що виток працює на два основних види деформації – кручення й зріз. На кручення виток діє від моменту $M_{кр} = Pr$ (рис. 7.3); при цьому зневажають нахилом гвинтової лінії. Для круглого перерізу пружини, використовуючи рівняння, виведене для кручення прямого бруса, маємо дотичне напруження від кручення:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{16 Pr}{\pi d^3} \text{ [мПа]}, \quad (7.6)$$

де момент опору витка:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} \text{ [мПа]}. \quad (7.7)$$

Дотичні напруження на зріз дорівнюють

$$\tau_{зр} = \frac{P}{\pi \frac{d^2}{4}} \text{ [мПа]}. \quad (7.8)$$

У дійсності за теорією пружності воно буде найбільшим у перерізі перпендикулярному дії сили P , тоді $\max \tau_{зр} = \frac{4,92P}{\pi d^2}$

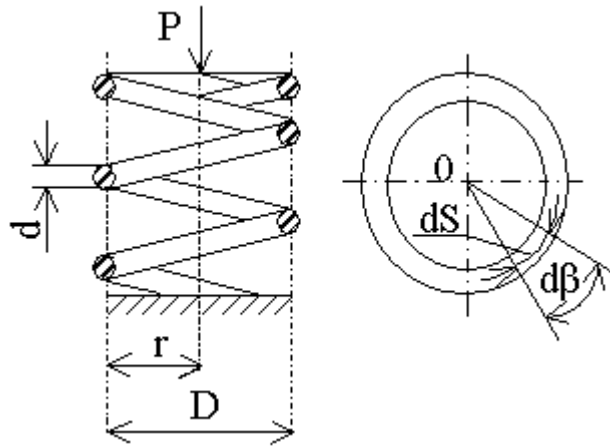


Рис. 7.3 – Схема навантаження циліндричної гвинтової пружини

Розрахункове дотичне напруження $\tau_p = \tau_{кр} + \tau_{зр}$; $\tau_p \leq [\tau]$

Допустиме напруження в перерізі пружини можна прийняти для кременістої сталі $[\tau] = 750 \div 800$ МПа [1].

Для визначення деформації пружини приймають, що точка прикладеної сили P весь час залишається на осі циліндра. Для безкінечно малої частини витка довжиною dS , відповідно центральному куту $d\beta$ дорівнює:

$$d\beta = \frac{dS \cdot \cos \alpha}{r}, \quad (7.9)$$

де α – кут нахилу витка, або припускаючи, що $\cos \alpha = 1$,

$$dS = r d\beta \quad (7.10)$$

Якщо прийняти безкінечно малу частину витка dS за прямий брус, то кут скручування на одиницю довжини від крутного моменту P_τ (у випадку круглого перерізу) дорівнюватиме:

$$\theta = \frac{32}{\pi} \cdot \frac{P_\tau}{G d^4}, \quad (7.11)$$

де G – модуль пружності при крученні, $G = 80 \div 85$ кН/мм².

Скручування елементів dS на кут θ відповідає переміщенню точки O прикладення сили P (приймаючи дугу переміщення за хорду, що співпадає з віссю

циліндра), що дорівнює:

$$df = r\theta dS = \theta r^2 d\beta. \quad (7.12)$$

Повне переміщення точки О (деформація пружини) при кількості витків n дорівнюватиме

$$f = \int_0^{2\pi n} \theta r^2 d\beta = \frac{64Pnr^3}{Gd^4}, \quad (7.13)$$

тобто

$$f = \frac{8D^3 n P}{Gd^4}. \quad (7.14)$$

Тоді жорсткість пружини

$$Ж = \frac{P}{f} = \frac{Gd^4}{64nr^3}. \quad (7.15)$$

У випадку двохрядних циліндричних пружин, що має місце в пружній підвісці трамваїв, радіуси витків і поперечний переріз повинні бути максимально підібрані так, аби напруження в обох пружинах було однаковим. При недотриманні цієї вимоги перенапруження стає причиною поломки перевантаженої пружини. Навантаження, що приходить на кожну пружину, за умови рівності напружень у витках, визначається наступним чином. Якщо двохрядні пружини навантажувати силою P і на зовнішню пружину випадає сила P_1 , а на внутрішню P_2 , то за умови однакового напруження:

$$\frac{16P_1 r_1}{\pi d_1^3} = \frac{16P_2 r_2}{\pi d_2^3}, \quad (7.16)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{d_2^3 r_1}{d_1^3 r_2}. \quad (7.17)$$

Оскільки $P = P_1 + P_2$, то

$$P_1 = \frac{P d_1^3 r_2}{d_1^3 r_2 + d_2^3 r_1}, \quad (7.18)$$

$$P_2 = \frac{P d_2^3 r_1}{d_1^3 r_2 + d_2^3 r_1}. \quad (7.19)$$

7.4. Характеристики листових ресор і оцінка їх міцності

Листові ресори використовують на рухомому складі з давніх часів.

Ресори конструктивно поділяються на півеліптичні й еліптичні. На рис. 7.4 зображено конструкцію напівеліптичної ресори, що являє собою пакет сталевих загартованих листів прямокутного або спеціального перерізу, вигнутих дугою, або прямих, закріплених посередині заклепкою (шпилькою) чи хомутом 1. Верхній лист 2, яким з'єднана ресора з рамою кузова або візка, називають корінним, інші листи – набірними або листами ступеневої частини. Верхній лист з них називають підкорінним; він призначений для підтримання кінців корінного листа на випадок його зруйнування. Еліптичні ресори являють собою дві напівеліптичні ресори, з'єднані кінцями один до одного. Такі системи (Галахова, Бабіна) застосовувались на РС старих зразків.

Вертикальна пружна характеристика листової ресори має вигляд, зображений на рис. 7.5. З нього видно, що лінії навантаження ОБ і розвантаження БГО не збігаються як на характеристиці пружини (рис. 7.2) й утворюють петлю гістерезису. Лінія БГ характеризує зону нечутливості ресори. Площа трикутника ОВЕ характеризує роботу сил навантаження, площа трикутника ОГЕ – роботу сил розвантаження, а площа трикутника ОБГ характеризує роботу сил тертя між листами або втрату енергії під час циклу "навантаження – розвантаження".

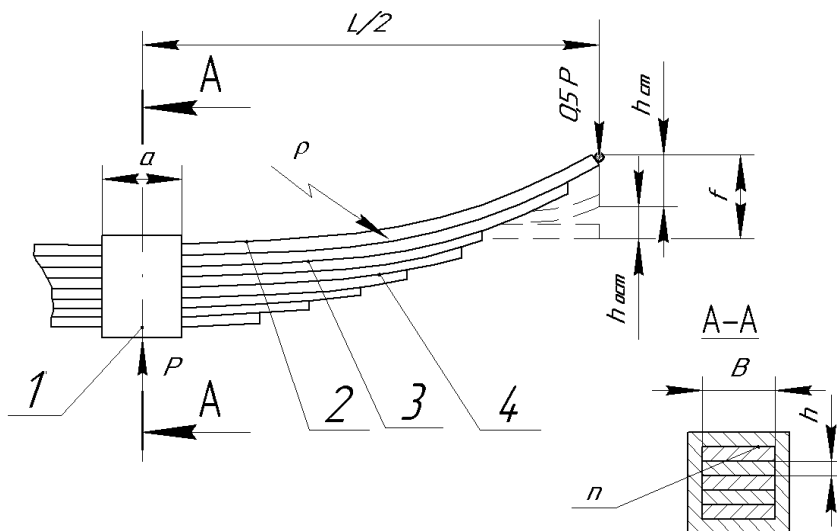


Рис. 7.4 – Конструкція напівеліптичної ресори:
1 – хомут, 2 – корінний лист, 3 – підкорінний лист, 4 – набірний лист

Ця втрата енергії є наслідком роботи сил тертя між листами в коливальному процесі і йде на гасіння коливань транспортних засобів. Останнє сприяє покращенню плавності ходу, комфортності пасажирів і безпеці руху. Такого ефекту не має пружина в якості пружного елемента ресорної

підвіски, на вертикальній пружній характеристиці якої (рис. 7.2) відсутня петля втрат. Тому для гасіння коливань у пружинну підвіску необхідно додавати додаткові пристрої (амортизатори). Це ускладнення конструкції є одним з недоліків такої підвіски.

З розглянутих конструкцій пружинної і ресорної підвісок також видно, що пружина на відміну від ресори не може передавати горизонтальні, так звані направляючі зусилля. Остання може виконувати цю функцію завдяки її кріпленням до кузова й моста. Таким чином проявляється ще один недолік конструкції пружинної підвіски – необхідність застосування спеціальних направляючих пристроїв. До них відносяться, як правило, різноманітні плоскі й круглі направляючі пристрої (рис. 5.4), важелі, реактивні тяги тощо.

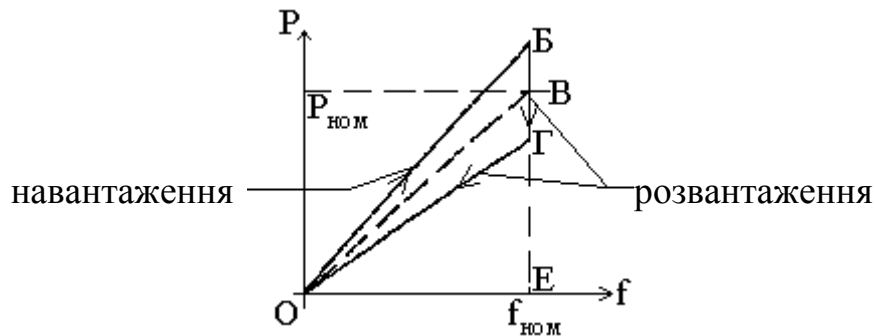


Рис. 7.5 – Вертикальна пружна характеристика листової ресори

Визначення умовної жорсткості листової ресори полягає у визначенні ординат кривих, що утворюють петлю гістерезису для різних прогинів ресори:

$$Ж_y = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{P_i}{f_i}}{k}, \quad (7.20)$$

де k – кількість дослідних точок, узятих по лінії ОВ, що характеризує роботу чисто пружних сил листової ресори.

З вищенаведеного можна зробити висновок, що листові ресори мають властивості демпфірування коливань РС, тому на відміну від витих пружин не потребують включення до системи ресорного підвішування гасителів коливань.

При розрахунку на статичну міцність листову ресору розглядають як балку довжиною L (теоретична довжина, див. рис. 7.4), що лежить на двох опорах і

навантажена від кузова силою P . Згинаючий момент посередині ресори буде дорівнювати $M = PL/4$.

Якщо ρ – радіус кривизни листів, то момент згину буде також дорівнювати:

$$M = \frac{EJ}{\rho} \text{ [кН·м]}, \quad (7.21)$$

де J – момент інерції небезпечного перерізу ресори з " n " листів шириною " b " і товщиною " h " буде дорівнювати:

$$J = \frac{nbh^3}{12} \text{ [м}^4\text{]}. \quad (7.22)$$

Радіус кривизни ρ виражений через прогин $f = (L/2)^2/2\rho$, як стріла з півхордою довжиною $L/2$ дорівнює:

$$\rho = \frac{L^2}{8f}. \quad (7.23)$$

Після підстановки величин ρ і J у рівняння (7.23) залежність між навантаженням P і прогином ресор f визначається так:

$$P = \frac{8}{3}bn \frac{h^3}{L^3} Ef,$$

звідси прогин

$$f = \frac{3}{8} \cdot \frac{PL^3}{nbh^3E}, \text{ мм} \quad (7.24)$$

і відповідно жорсткість ресор при $f = 1$ мм:

$$Ж = \frac{8}{3}bn \frac{h^3}{L^3} E, \quad (7.25)$$

де E – модуль пружності матеріалу листа.

Механічні напруження згину

$$\sigma_{зг} = \frac{M}{W_{AA}}, \quad (7.26)$$

де W_{AA} – момент опору згину в перерізі А–А.

$$W_{AA} = n \frac{bh^2}{6}.$$

Тоді

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{3}{2} \frac{PL}{nbh^2}. \quad (7.27)$$

Для дотримання міцності ресори повинна виконуватись умова $\sigma_{\text{зг}} \leq [\sigma]$, де допустиме напруження на кручення $[\tau]$ приблизно дорівнює допустимому напруженню на згин $[\sigma]$.

Порівняння виразу для жорсткості ресор і напруження згину показує, що зі збільшенням довжини ресор L пропорційно підвищується напруження згину, отже для отримання тієї ж міцності необхідно підвищити пропорційно згинаючий момент. При цьому збільшиться момент інерції J і пропорційно збільшиться жорсткість J . Також зі збільшенням довжини L , зменшиться жорсткість (пропорційно третьому степеню L), тобто завжди є можливість при збільшенні L , зменшення жорсткості, не перевищуючи напруження $\sigma_{\text{зг}}$, що припускається за умовами міцності. В даному розрахунку не враховують наступні фактори, що мають місце в реальності:

- тертя між листами;
- закладення листів у хомуті;
- зміна довжини під навантаженням;
- наявність корінних листів.

Матеріал для виготовлення ресор – ресорна сталь 55С, 60С2, де 0,55% вуглецю, кремнію С – 1% і 2 % – відповідно.

Для збільшення міцності ресор у якості термообробки в процесі виготовлення здійснюють загартування їх у маслі при нагріві до 880 °С і , відпуск при повторному нагріві до 510 °С.

Напруження текучості для ресорної сталі $\sigma_{\text{тек}} = 1200$ МПа.

7.5. Характеристики гумових пружних елементів

Застосування гумових пружних елементів у рухомому складі дозволяє підвищити ступінь шумо– та віброізоляції вузлів механічного обладнання, одержати нові характеристики пружних елементів, що сприяють збільшенню тривалості роботи транспортних засобів в цілому. Ці переваги не можна одержати при

використанні, наприклад, металевих пружних елементів.

Вертикальна пружна характеристика гумових пружних елементів, як і листових ресор (рис. 7.5), має аналогічну петлю гістерезису, але вона обумовлена не тертям ресорних листів, а в основному – внутрішнім тертям на міжмолекулярному рівні. Робота внутрішніх сил тертя складає 8% від роботи пружних сил. Ці властивості гуми сприяють гасінню коливань надресорної будови транспортних засобів переважно високої (звукової) частоти. Тому такі пружні елементи є гарними шумоізоляторами.

До недоліків гумових пружних елементів відноситься обмеження температурних режимів їх роботи – від -40°C до $+80^{\circ}\text{C}$. Цей діапазон температур залежить не тільки від зовнішніх умов, але й від величини й інтенсивності навантажень на пружний елемент. У іншому випадку необхідні тепловідводячі пристрої.

На сьогоднішній день на міському транспорті знайшли широке застосування гумові пружні елементи зсуву (рис. 7.6). Вони можуть бути привулканізовані до сталевих пластин, що призначені для зберігання горизонтальної стійкості ресори, а можуть збиратись окремо (трамвай Т-3, КТМ-5М3, К1) [4,5].

Теоретичну жорсткість комплексу гумових амортизаторів визначають за формулою

$$J_r = \frac{F}{n \cdot \rho} (K \cdot E \cdot \sin^2 \alpha + G \cdot \cos^2 \alpha), \quad (7.28)$$

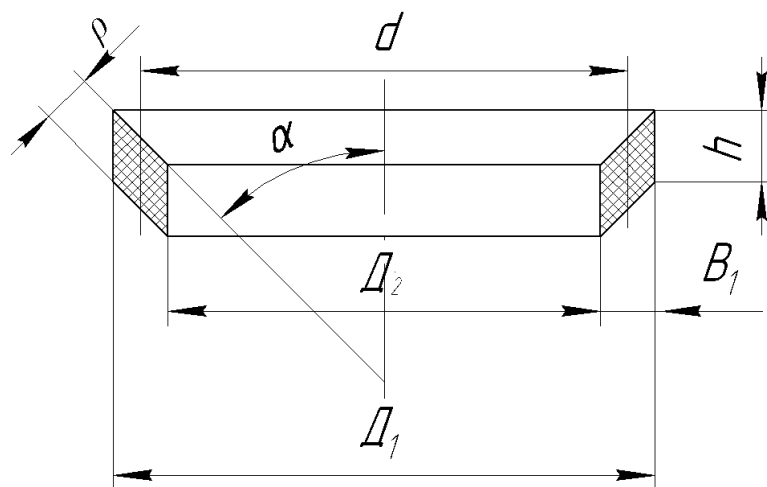


Рис. 7.6 – Переріз гумового пружного елемента

де F – площа поперечного перерізу елемента, й дорівнює:

$$F = \frac{\pi \cdot (D_1^2 - D_2^2)}{4}, \quad (7.29)$$

де D_1, D_2 – зовнішній і внутрішній діаметри гумового пружного елемента, мм;

ρ – товщина гуми одного кільця у вільному стані, мм;

n – кількість гумових елементів;

G – модуль пружності на зсув, $G = 0,7$ МПа;

E – модуль пружності на стиск, $E = 3,0$ МПа;

$\alpha = 45^\circ$ – кут між опорною поверхнею і напрямком навантажуючої сили;

K – коефіцієнт збільшення жорсткості, що знаходять на основі графічної залежності (рис. 7.7) з урахуванням коефіцієнта форми K_ϕ .

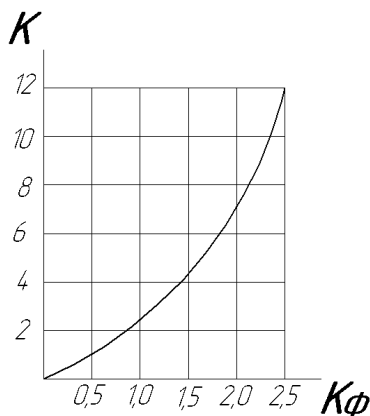


Рис. 7.7 – Залежність коефіцієнта жорсткості від коефіцієнта форми
 $K = f(K_\phi)$

$$K_\phi = \frac{F}{F_b} = \frac{D_1 - D_2}{4h}, \quad (7.30)$$

де F_b – площа поверхні випирання кільця, мм²

$$F_b = 2\pi h \cdot (D_1 - D_2), \quad (7.31)$$

де h – висота гумових елементів.

7.6. Характеристики й розрахунок пневматичних ресор

У випадку використання в РП пружин і листових ресор, що мають лінійну залежність прогину від навантаження (рис. 7.2, 7.5), виникає небезпека великого

статичного прогину при максимальному і відповідно малі прогини при мінімальному навантаженні кузова. Це можливо при змінному наповненні кузова, що характерно для міського електричного транспорту і викликає дискомфорт для пасажирів. Тому бажано використовувати РП з параметрами жорсткості, що змінюються в пасажирському транспорті зі зміною кількості пасажирів. Воно повинно автоматично налаштовуватись на оптимальне значення прогину в залежності від навантаження РС. Краще всього цим вимогам задовольняють пневматичні ресори, тобто ресори, робочим тілом яких є повітря під тиском. Тиск повітря, як правило, забезпечує гальмова система РС. Ці ресори дозволяють автоматично підтримувати кузов на певному рівні незалежно від завантаження вагону, що досягається за рахунок зміни тиску в пневморесорі. Останні мають високу витривалість, незначну масу і покращують вібро– й шумоізоляцію.

Вертикальною пружною характеристикою пневморесори можна підтвердити той тезис, що один і той же прогин f_1 (рис. 7.8) можна забезпечити при різних значеннях навантаження P (P_1, P_2) за рахунок тиску повітря в пневморесорі p_1 і p_2 . Тиск же можна регулювати автоматично так званим регулятором рівня підлоги.

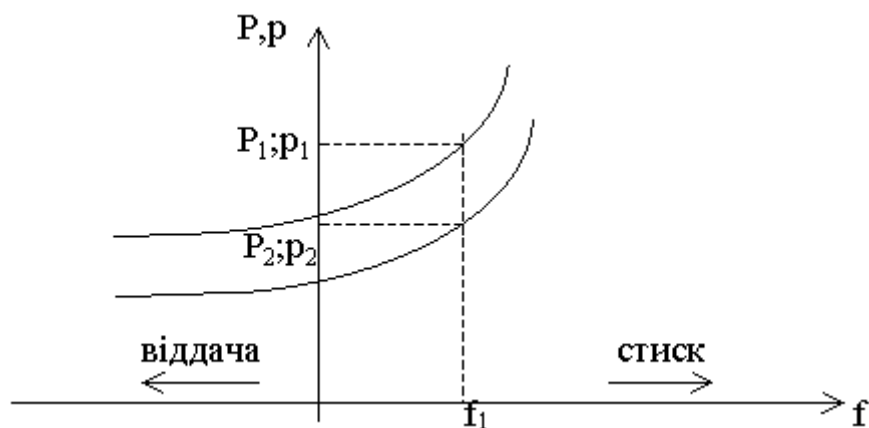


Рис. 7.8 – Вертикальна пружна характеристика пневматичної ресори

Основною деталлю пневморесори є гумово–кордна оболонка 1 (рис. 7.9), до внутрішньої порожнини якої через штуцер 2 подається повітря з пневмосистеми РС. Оболонку прикріплюють до фланця 3 кузова й поршня 4, який прикрі-

ріплений до ходової частини.

На поршні встановлюють гумові буфери–амортизатори 5, що виконують роль обмежувача ходу стискання і попереджують пошкодження гумовокордної оболонки при розгерметизації пневмосистеми. Для регулювання тиску пневмоелементів встановлюють регулятори 6 рівня підлоги. Розподільник 7 регулятора закріплюють кронштейном 8, а золотник 9 з'єднується тягою 10 з кузовом.

У позиції "а" (рис. 7.9): пневмоелемент 1 знаходиться в статичній рівновазі. Трубопровід 2 з'єднує пневмоелемент з розподільником, що перекриває золотник 9.

При збільшенні навантаження кузов 3 (позиція "б") опускається на величину прогину f і тяга 10 повертає золотник 9. Стиснене повітря з пневматичної системи надходить трубопроводом через розподільник у пневмоелемент, що змушує кузов піднятися до попереднього рівня. При зменшенні навантаження (поз. "в") кузов 3 піднімається і тяга повертає золотник у протилежний бік. Трубопровід 2 з'єднується розподільником через канал з атмосферою і стиснене повітря випускається з елемента 1 доти, поки рівень кузова не знизиться до номінального (поз. "а"). Таким чином досягається автоматичний (без участі водія) зв'язок між наповненням кузова й жорсткістю пневмопідвіски.

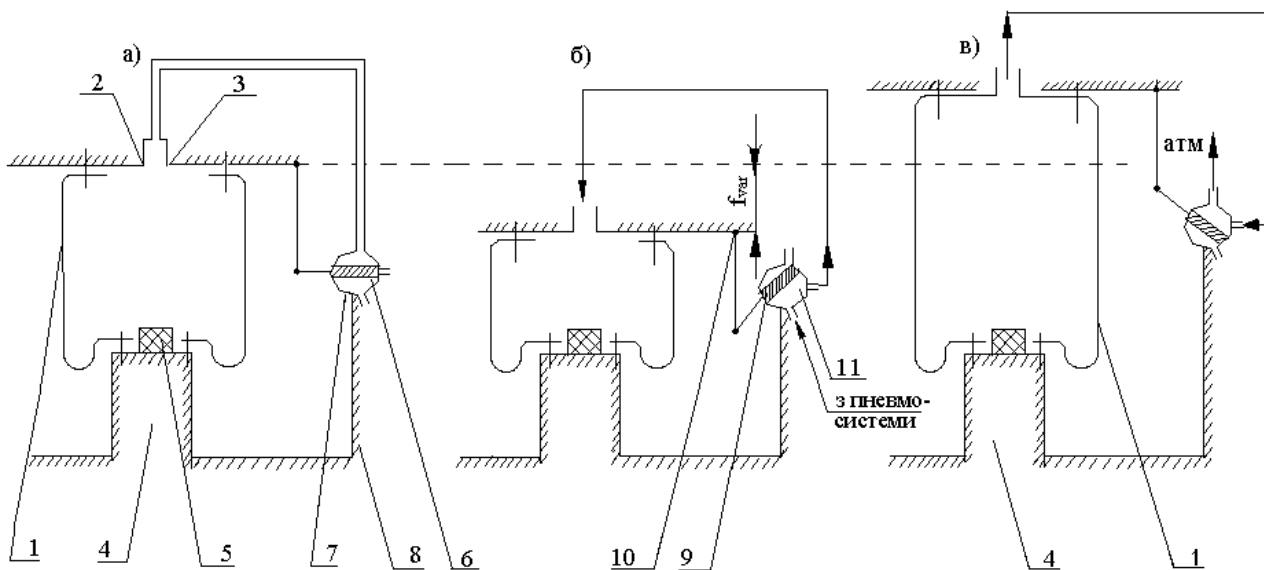


Рис. 7.9 – Схеми регулювання рівня підлоги РС: а) номінальний рівень;
б) перевантаження; в) розвантаження

Для опису пружних властивостей пневморесор звичайно використовують рівняння термодинаміки для політропного процесу:

$$P_0 V_0^n = P V^n, \quad (7.32)$$

де n – показник політропи (при повільному статичному деформуванні пневморесори $n = 1$, а при динамічному $n = 1,3 \div 1,4$);

p_0 і V_0 – відповідно тиск і об'єм повітря у вихідному положенні статичної рівноваги.

Поточний тиск і об'єм повітря відповідно дорівнюють:

$$P = P_i - P_a, \quad (7.33)$$

$$V = V_0 - S_e \cdot f, \quad (7.34)$$

де P_a і P_i – відповідно атмосферний і надлишковий тиск повітря;

S_e – ефективна (несуча) площа пневморесори;

f – деформація (прогин) ресори.

Перетворимо рівняння стану газу до виду:

$$P = P_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V} \right)^n = \frac{P_0 V_0^n}{(V_0 - S_e f)^n}. \quad (7.35)$$

Навантаження на ресори визначається як сума навантажень, що сприймаються оболонкою й тиском повітря всередині оболонки:

$$P = P_{об} + P_b = \mathcal{J}_{об} f + P_i S_e = \mathcal{J}_{об} f + (P + P_a) S_e, \quad (7.36)$$

де $P_{об}$ – навантаження, що сприймається оболонкою пневморесори;

P_b – навантаження від тиску повітря всередині пневморесори.

Замінивши тут P у відповідності з виразом (7.36) отримаємо:

$$P = \mathcal{J}_{об} f + \left[\frac{P_0 V_0^n}{(V_0 - S_e f)^n} + P_a \right] \cdot S_e. \quad (7.37)$$

Жорсткість пневморесори знаходять як похідну від навантаження по деформації:

$$\mathcal{J} = \frac{dP}{df} = \mathcal{J}_{об} + S_e \cdot \frac{d(P + P_a)}{df} + (P + P_a) \cdot \frac{dS_e}{df}, \quad (7.38)$$

$$\text{або} \quad \mathcal{J} = \mathcal{J}_{об} + \frac{n P_a S_e^2 V_0^n}{(V_0 - S_e f)^{n+1}} + (P + P_a) \cdot \frac{dS_e}{df}. \quad (7.39)$$

Звичайно жорсткість $J_{об}$ мала в порівнянні з другим членом цієї формули. Крім того, площа S_e при деформації ресори змінюється мало. Так, що третій член $\frac{dS_e}{df} \approx 0$. Тому в першому приближенні можна прийняти:

$$J = -\frac{n P_0 S_e^2 V_0^n}{(V_0 - S_e f)^{n+1}} = \frac{n S_e^2 P_0}{\left(1 - \frac{S_e f}{V_0}\right)^{n+1}} \cdot V_0. \quad (7.40)$$

7.7. Гасителі коливань

Гасителі коливань (демпфери, амортизатори) – це пристрої, призначені для гасіння коливань кузова. Вони бувають сухого і рідинного тертя.

У демпферах сухого тертя гасіння енергії коливань відбувається за рахунок сил сухого тертя між двома металокерамічними пластинами і супроводжується переходом енергії коливань у тепло. Позитивні якості фрикційних демпферів – це простота конструкції, можливість регулювання роботи тертя. А до негативних слід віднести – нестабільні характеристики в процесі експлуатації. Прикладом може служити листовая ресора.

У демпферах рідинного тертя (гідроамортизаторах) гасіння коливань РС відбувається за рахунок сил гідравлічного тертя рідини при перетіканні її через отвір малого діаметра d (дросельний отвір) у поршні (рис. 7.10).

Сила опору гідроамортизатора:

$$P_r = c \Delta, \quad (7.41)$$

де c – коефіцієнт пропорційності (параметр гасителя), котрий через параметри РС дорівнює:

$$c = 2D\sqrt{Jm} = (0,3 \div 0,6)\sqrt{Jm}, \quad (7.42)$$

де D – безрозмірний параметр демпфірування;

m – маса кузова з пасажирями, що діє на один демпфер;

J – жорсткість РП.

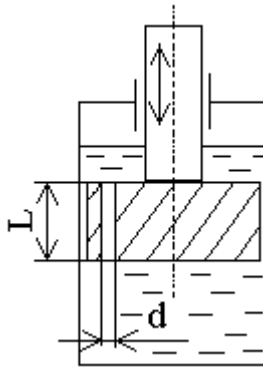


Рис. 7.10 – Схема гідроамортизатора телескопічного типу

Через параметри гідроамортизатора:

$$c = 1280 \frac{\gamma L F^2}{\pi d^4 i}, \quad (7.43)$$

де γ – динамічна в'язкість, (Па/с);

d – діаметр дросельних отворів (рис. 7.10);

F – площа поршня, (м²);

L – довжина дросельного отвору;

i – кількість дросельних отворів;

Робота демпфірування:

$$A = \pi \omega c \Delta^2, \quad (7.44)$$

де Δ – швидкість відносної деформації елемента гасителя;

ω – кругова частота роботи демпфера.

Вертикальну пружну характеристику дії демпфера в різних комбінаціях його установки надано на рис. 7.11. Характеристика IV показує схожість з характеристикою листової ресори (рис. 7.5) при статичному навантаженні транспортних засобів $P_{ст}$ і статичному прогині $f_{ст}$ за наявності петлі втрат. У цьому випадку робота втрат іде на гідравлічне тертя рідини зі стінками дросельного отвору. Інші пояснення характеристик аналогічні з листовою ресорою.

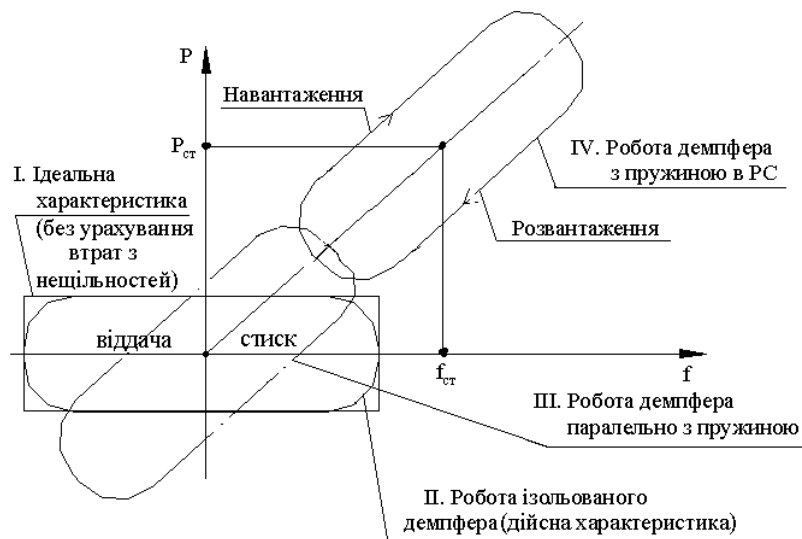


Рис. 7.11 – Вертикальна пружна характеристика роботи гідроамортизатора

Контрольні запитання

1. Яке призначення пружного підвішування транспортних засобів?
2. Які основні класифікаційні ознаки пружного підвішування транспортних засобів?
3. Що таке «жорсткість пружної підвіски», як її розрахувати?
4. Які пружні елементи застосовують на трамваях і тролейбусах?
5. Що таке «вертикальна пружна характеристика пружного елемента»?
6. Чим відрізняються вертикальні пружні характеристики пружини і листової ресори?
7. Які види деформацій враховують при розрахунку витка пружини на міцність?
8. Що таке «зона нечутливості в листовій ресорі»?
9. На які види навантажень працює листова ресора?
10. Чому застосовують пневмопідвіску?
11. Чим регулюють тиск повітря у пневморесорі?
12. Які пружні елементи володіють демпфіруючим ефектом?
13. На який вид деформації розраховують листову ресору?
14. Що таке «гасителі коливань»? Які вони бувають і який їх принцип дії?
15. Який порядок розрахунку на міцність листової ресори?
16. Які відмінні особливості і характеристики пружних елементів ресорного

підвішування транспортних засобів?

17. Які існують конструкції демпферів рідинного і сухого тертя?
18. В яких системах пружної підвіски застосовують гумові ресори , які їх позитивні і негативні властивості?
19. Що таке «коефіцієнт форми гумового пружного елемента»?
20. Які характеристики мають гумові пружні елементи? Як розрахувати коефіцієнт форми?
21. Які пружні характеристики мають гвинтові циліндричні пружини?
22. Який порядок розрахунку на міцність гвинтової циліндричної пружини?
23. Які існують типові схеми підвішування безвізкових та візкових ходових частин?
24. Як можна класифікувати ресорні елементи пневматичного ресорного підвішування транспортних засобів?
25. Яке призначення регулятора рівня підлоги і як він діє?

8. РУЛЬОВЕ КЕРУВАННЯ БЕЗРЕЙКОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

8.1. Призначення й основні вимоги до рульового керування:

Система рульового керування являє собою сукупність пристроїв, призначених для зміни напрямку руху безколійного РС. До цієї системи пред'являють ряд вимог:

- мінімальне зусилля водія на рульовому колесі;
- мінімальний люфт (вільний хід) рульового колеса, необхідний для стійкого руху екіпажу на прямих ділянках шляху з високою швидкістю;
- мінімальний вплив на стабілізацію керованих коліс;
- мінімальна передача на рульове колесо ударів від коліс при русі по нерівностям;
- правильна кінематика повороту без проковзування коліс;
- загальні вимоги надійності, працездатність, ремонтпридатність, мінімальна вага.

8.2. Класифікація системи рульового керування

Системи рульового керування сучасними тролейбусами можна класифікувати у відповідності з конструктивними особливостями окремих елементів (рис. 8.1).



Рис. 8.1 – Схема класифікації системи рульового керування

8.3. Конструкція і принцип дії системи рульового керування

Система рульового керування складається: з рульового механізму 1 (рис. 8.2), яким керує кермо водія 2 через рульовий вал 3, і рульового приводу. Останній складається: з сошки 4 (важеля рульового механізму), поздовжньої рульової тяги 5, двох шворнів 8 (осей поворотання коліс), двох важелів 9, жорстко з'єднаних з цапфами 10 (осями обертання) коліс. У залежній підвісці перед-

ніх коліс, яка існує на тролейбусах основних сучасних марок, цапфи закріплені на балці моста 11. Остання з важелями цапф і поперечною тягою 7 складає рульову трапецію.

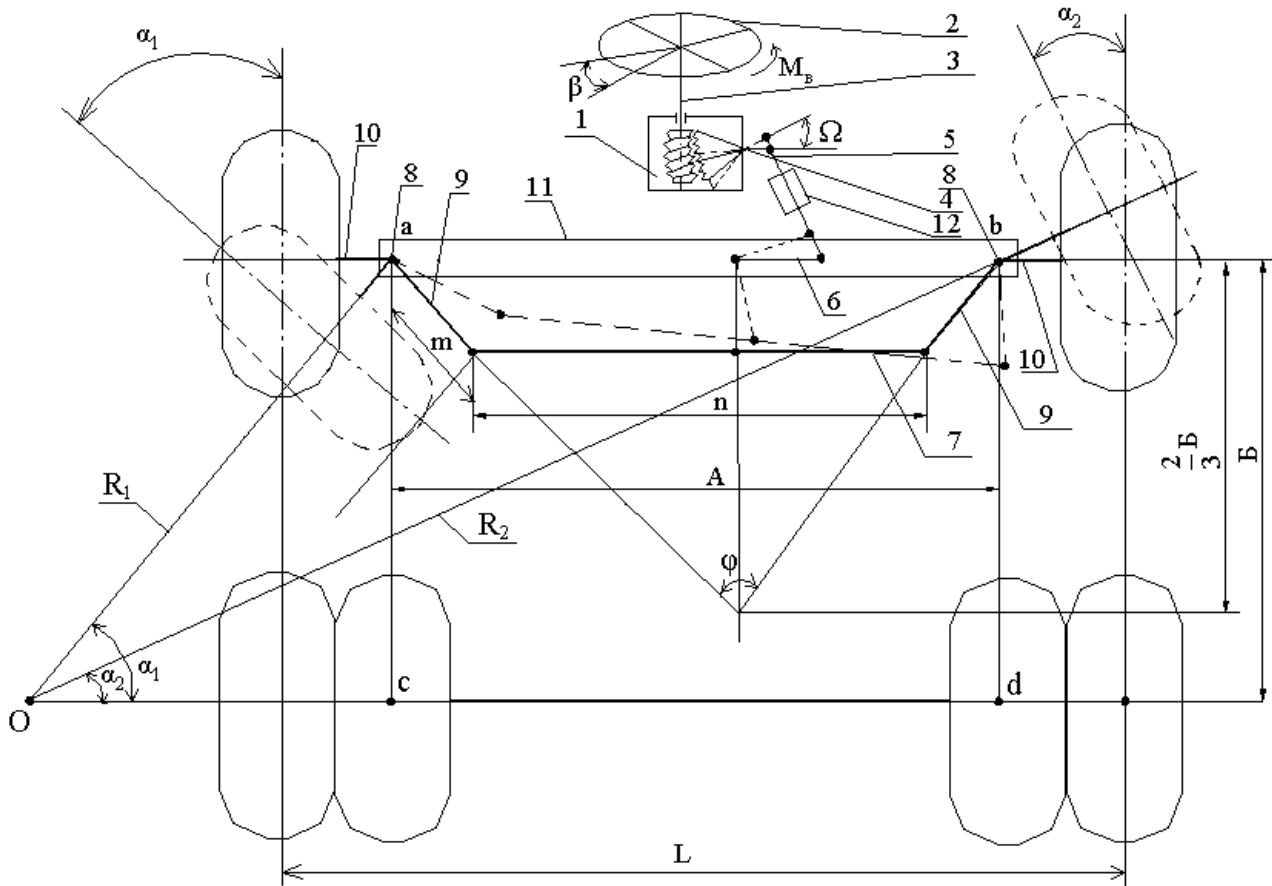


Рис. 8.2 – Конструктивно-кінематична схема системи рульового керування тролейбусом з розрізною поперечною тягою

Кутове переміщення сошки передається на поздовжню тягу і далі через двоплечий важіль 6 на поперечну тягу, яка в свою чергу надає кутове переміщення важелям цапф 10, а значить – керованим колесам.

Рульовий механізм у загальному сенсі являє собою редуктор з великим передавальним числом, як правило черв'ячний (рис. 8.1). Подальший розвиток конструкція рульових редукторів отримала з застосуванням механізмів з глободальними черв'яками, а черв'ячні колеса перетворились у сектори, оскільки робоча поверхня як правило обмежена декількома зубцями.

На сьогоднішній день широке застосування отримали більш складні ру-

льові механізми, робочою парою яких є гвинт – кулькова гайка–рейка. В цьому механізмі тертя ковзання між черв'яком і черв'ячним колесом замінено на тертя катання між гвинтом і гайкою-рейкою. Зрозуміло, що це знижує опір ц роботі рульового механізму. Як перспективу розвитку конструкції рульової системи можна розглядати застосування рейкового рульового механізму, що поступово знаходить розповсюдження на автомобільному транспорті, як більш простий за конструкцією, а значить у обслуговуванні й ремонті.

Положення рульового приводу і коліс у повороті показано пунктиром.

Для полегшення керування на тролейбусах застосовують підсилювачі 12 (сервоприводи рульового керування).

8.4. Підсилювачі рульового керування

Підсилювачі рульового керування повинні відповідати наступним вимогам:

- зусилля включення підсилювачів при зусиллі водія повинно бути в межах $P_v = 25 \div 50$ Н;
- зростання зусиль на рульове колесо повинно бути зі збільшенням опору повороту в залежності від кута повороту ("відчуття дороги" у водія). Максимальне зусилля на рульовому колесі не повинне перевищувати $P_{Bmax} = 100 \div 150$ Н;
- мінімальне запізнення в спрацюванні і при вмиканні в дію. Слідкуюча дія, що забезпечує пропорційність зусиль і кутів повороту між рульовим колесом і керованими колесами;
- відсутність випадкових самовключень від випадкових поштовхів з боку шляху;
- можливість збереження напрямку руху РС при несправному підсилювачі й перехід на ручне керування.

Характеристику підсилювачів представлено на рис. 8.3.

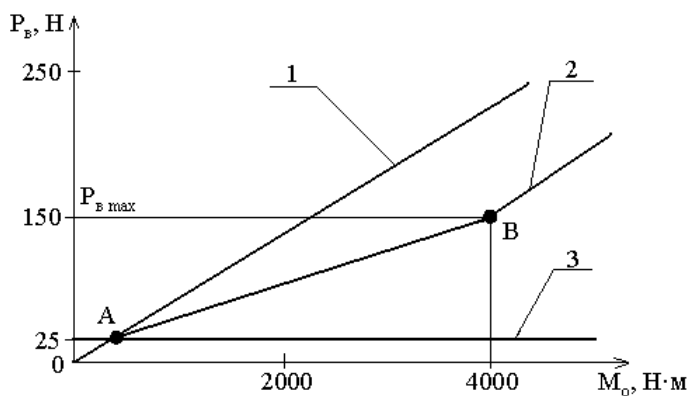


Рис. 8.3 – Залежність зусилля водія P_B від моменту опору M_0 для різних підсилювачів: 1 – Залежність зусилля водія у функції моменту опору $P_B = f(M_0)$ – без підсилювача; 2 – з підсилювачем (оптимально підібрані параметри); 3 – з підсилювачем надмірної потужності

Підсилювачі потрібно підбирати так, щоб у т. А було включення і в т. В його вимкнення. При цьому зусилля водія повинно передаватись на рульову колонку і його величина повинна забезпечувати необхідну легкість керування й створення у водія відчуття дороги. При надмірній потужності підсилювача (залежність 3) водій не може керувати зусиллям у залежності від кута повороту керованих коліс, що перешкоджає керуванню й знижує безпеку руху. При недостатній потужності характеристика буде проходити вище характеристики 2. В цьому випадку водій повинен прикладати до рульового колеса надмірне зусилля для повороту, що збільшує втому водія, погіршує керування тролейбусом.

На тролейбусах старих марок (ЗіУ-5, 9ТР та ін.) застосовувались підсилювачі руля, робочим тілом яких було стиснене повітря, що бралось з гальмової системи. Основним недоліком пневмопідсилювача є невисока швидкодія, оскільки повітря при стиску змінює свій об'єм [3].

Гідропідсилювачі не мають такого недоліку, вони більш компактні, оскільки питомий тиск, що створюється гідросистемою дорівнює $4 \div 7 \text{ Н/мм}^2$ (40–70 бар), що більше, ніж у пневматичних системах у 10 разів, де цей тиск не перевищує $0,6 \text{ Н/мм}^2$.

Конструктивно, як видно з рис. 8.1, підсилювачі можуть бути розташовані окремо від рульового механізму (тролейбуси ЗіУ, ПМЗ) і в одному блоці (тролейбуси чеського виробництва). Моноблочний підсилювач більш компактний,

але й складніший конструктивно [3].

Основні вузли (рис. 8.4) і принцип дії гідропідсилювачів:

I. блок живлення, що складається з електродвигуна 1, насоса 2, фільтра 3;

II. золотниковий розподільник зі слідкуючим механізмом 4, який регулює подачу робочого тіла до виконавчого механізму пропорційно зусиллю, прикладеному до рульового колеса.

III. виконуючий механізм – робочий циліндр 5 з силовим поршнем 6 і штоком 7, що створює допоміжні зусилля, прикладені при повороті до керованих коліс. Останнє реалізується за рахунок опирання штока гідропідсилювача на раму тролейбуса 8.

На зупинці тролейбуса або при русі без повороту руля циркуляція масла замикається по колу – насос, фільтр, золотник, насос. При повороті руля золотник відкриває доступ масла під тиском у одну з порожнин зліва (труба 10) або справа (труба 9) поршня (в залежності від напрямку повороту). Зусилля передається на шток 7, що розташований на упорі 8 в рамі кузова й створює додаткове зусилля в переміщенні поздовжньої тяги. Відповідно з порожнин, що знаходяться без тиску масло через золотниковий механізм повертається до насоса.

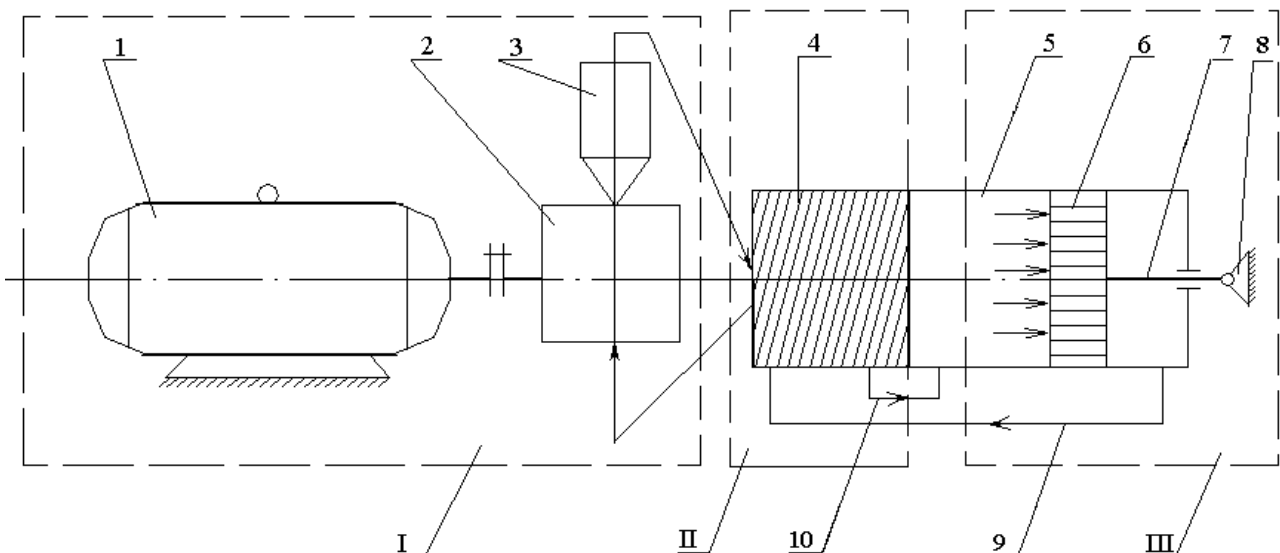


Рис. 8.4 – Схема дії підсилювача

8.5. Кінематика приводу керованих коліс двовісного тролейбуса

Для того, щоб при русі тролейбуса в повороті не допустити бокове проковзування передніх коліс по дорожньому покриттю, необхідно, щоб ліве і праве

колеса в момент повороту описували дугу навколо одного миттєвого центру, але різного радіуса і повертались у одиницю часу на різні кути α_1 та α_2 . Ця умова забезпечена конструкцією (розмірами) рульової трапеції.

Кут φ повинен мати певне значення для різного співвідношення величин A, B, m, n (див. рис. 8.2). Величину кута φ підбирають таким чином, що точка перетину обох напрямків важелів була б на відстані $\frac{2}{3}B$ від переднього моста. При цьому із розгляду трикутника oac і ovd можна записати таке рівняння:

$$\operatorname{ctg}\alpha_2 = \operatorname{ctg}\alpha_1 + A/B, \quad (8.1)$$

n – довжина поперечної тяги;

A – відстань між шворнями (осями повороту коліс);

B – база тролейбуса.

Дану умову повинна забезпечувати кінематика рульової трапеції.

Теоретичні дослідження показують, що її можна забезпечити тільки 18–ланковим шарнірним механізмом трапеції. Практично застосовують менш складний 4–ланковий механізм: поперечна тяга, балка моста і два важеля цапф. При існуючому радіусі повороту проковзування практично не відчутне.

8.6. Основні характеристики системи рульового керування

Система рульового керування характеризується:

- а) легкістю й зручністю керування;
- б) передавальним числом;
- в) величиною кута повороту коліс;
- г) за впливом на стабільність керованих коліс (керованість);

Легкість керування характеризується моментом M_B на рульовому колесі водія при повороті машини і його кутом повороту β (див. рис. 8.2).

У системі рульового керування розрізняють наступні передавальні числа:

Кутове передавальне число рульового механізму 1.

$$i_{\omega_m} = \frac{d\beta}{d\Omega} = \frac{\omega_\beta}{\omega_\Omega}, \quad (8.2)$$

де ω_β – кутова швидкість рульового колеса;

ω_Ω – кутова швидкість вала сошки.

Передавальне число рульового приводу i_{ω_n} . Воно визначається довжиною і взаємним розташуванням важелів і тяг приводу, які в процесі повертання змінюються за довжиною і приводять до зміни передавального числа. В існуючих конструкціях кутове передавальне число рульового приводу:

$$i_{\omega_n} = \frac{d\Omega}{d\alpha} = 0,85 \div 1,1, \quad (8.3)$$

де $d\alpha$ – кут повороту керованих коліс.

Кутове передавальне число системи рульового керування:

$$i_\omega = i_{\omega_m} \cdot i_{\omega_n} = \frac{d\beta}{d\alpha}. \quad (8.4)$$

Звичайно максимальний кут повороту керованих коліс не перевищує $30\text{--}37^\circ$, а рульового колеса $1,5 \div 2,5$ оберти в кожен бік. При цьому $\beta = 540 \div 900^\circ$, $i_\omega = 12,4 \div 24$

Силове передавальне число:

$$i_c = \frac{M_o}{M_B} = \frac{\sum M_{o_i}}{M_B}, \quad (8.5)$$

де M_{o_i} – момент опору повороту i -го керованого колеса;

M_B – момент на валу рульового колеса (водія).

$$i_c = \eta_{PK} \cdot i_\omega, \quad (8.6)$$

η_{PK} – ККД системи рульового керування.

8.7. Розрахунок основних елементів системи рульового керування на міцність

Розрахунок передбачається вести від зворотного, тобто за розрахункове

брати не максимальне зусилля на рульовому колесі, а максимальне зусилля на керованих колесах. Ним є сила, виникаюча в режимі гальмування, тобто дотична сила гальмування V_d (рис. 8.5):

$$V_d = G_k \Psi, \quad (8.7)$$

де G_k – вертикальне навантаження на колесо з урахуванням основного навантаження (вагового) й додаткового, тобто при русі в кривій, при динамічній дії навантаження, від сил інерції та від зусиль на схилі і при гальмуванні [12];

Ψ – коефіцієнт зчеплення. Для фрикційної пари "гума – дорога" $\Psi=0,4 \div 0,8$.

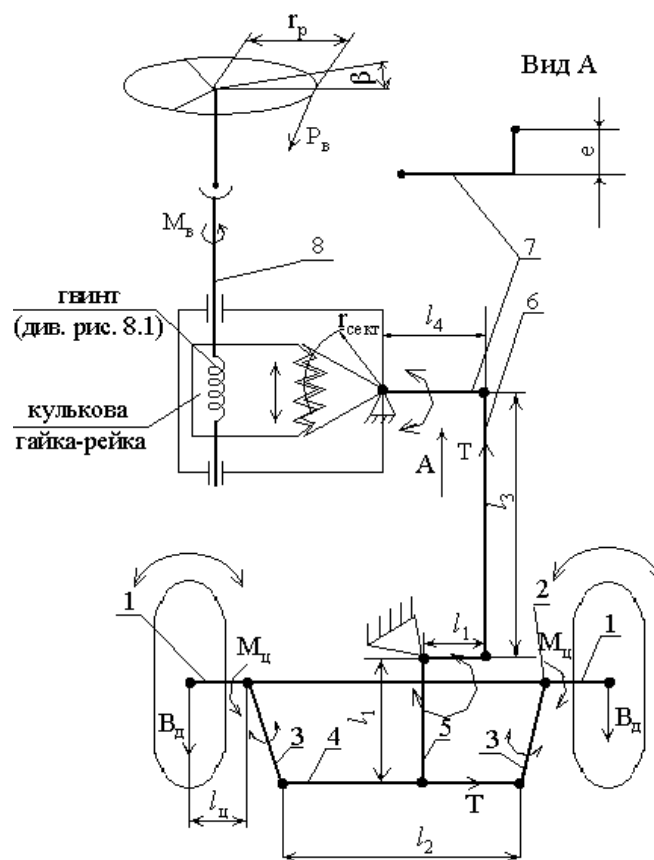


Рис. 8.5 – Схема до розрахунку рульового керування на міцність

Гальмова сила V_d створює відносно осі повороту цапфи 1, якою є шворинь 2, момент цапфи $M_{ц} = V_d l_{ц}$.

Коли на обидва передніх колеса діють однакові гальмові сили V_k , на важелі 3 повертаючих цапф 1 діють однакові моменти $M_{ц}$ і напруження діють тільки в деталях рульової трапеції.

При повороті коліс умова рівності моментів $M_{ц}$ порушується і поперечна тяга 4 навантажується силою T . Вона буде максимальною, коли гальмує тільки одне колесо. Тоді

$$T = \frac{M_{ц}}{l_1} = \frac{B \cdot l_{ц}}{l_1}, [\text{кН}] \quad (8.8)$$

1. Розрахунок поперечної рульової тяги

Поперечна рульова тяга діє на два види деформації – розтяг і поздовжній згин.

$$\text{Напруження розтягу: } \sigma = \frac{T}{F} [\text{МПа}],$$

де F – площа перерізу тяги діаметром D (частіше труби), мм^2 .

Напруження на поздовжній згин (стійкість), що виникає при стиску стрижнів великої довжини розраховують за формулою Ейлера:

$$\sigma_c = \frac{T_c}{F} = \frac{\pi^2 EJ}{l_2^2 F} [\text{МПа}], \quad (8.9)$$

де T_c – критичне поздовжнє зусилля на стійкість;

E – модуль пружності матеріалу тяги $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$;

J – момент інерції перерізу тяги діаметра D [мм], $J = \frac{\pi D^4}{64} [\text{мм}^4]$.

2. Розрахунок важелів.

Важелі 3,5 діють на згин, напруження при якому розраховують за формулою:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{ц}}{W_3}, [\text{МПа}], \quad (8.10)$$

де $M_{ц}$ – момент згину;

W_3 – момент опору згину (залежить від конструкції важелів)

3. Розрахунок поздовжньої тяги 6 ведуть як і поперечної – з урахуванням її довжини l_3 .

4. Розрахунок сошки 7 (важеля рульового механізму).

Рульова сошка діє на деформацію згину й кручення. Напруження згину

сошки в небезпечному перерізі на відстані l_4 від точки прикладення сили T :

$$\sigma_{zc} = \frac{Tl_4}{W_3}, [\text{МПа}]. \quad (8.11)$$

Напруження кручення від ексцентриситету "е" прикладення сили T :

$$\tau_c = \frac{Te}{W_k}, [\text{МПа}], \quad (8.12)$$

де W_3 і W_k – моменти опору на згин і кручення небезпечного перерізу сошки (як правило, еліптичного перерізу).

Еквівалентне напруження:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{zc}^2 + 3\tau_c^2} \quad [\text{МПа}]. \quad (8.13)$$

5. Розрахунок рульового валу 8.

Напруження кручення:
$$\tau_b = \frac{M_b}{W_k}, [\text{МПа}], \quad (8.14)$$

де M_b – момент на валу руля від дії коліс

$$M_b^1 = \frac{Td_{p.b.} \cdot \varphi_{p.m.}}{i_{\omega_M}}, \quad (8.15)$$

де W_k – момент опору валу на кручення – див. (7.7);

$\varphi_{p.m.}$ – ККД рульового механізму;

i_{ω_M} – передавальне число рульового механізму.

З другого боку момент, що діє від водія дорівнює $M_b^1 = P_b r_p$; при силі водія $P_b \leq 400 \text{ Н}$ і радіусі r_p рульового колеса.

Тоді можна розрахувати коефіцієнт підсилення підсилювача $K = \frac{M_b}{M_b^1}$.

Розрахункові механічні напруження не повинні перевищувати максимально допустимі значення для матеріалу деталей (як правило $[\tau] \approx [\sigma] \approx 160 \text{ МПа}$).

8.8. Керованість ТЗ

Керованість – це здатність РС стійко зберігати прямолінійний рух чи швидко і з невеликим зусиллям змінювати напрямок руху.

Для забезпечення керованості використовують 4 основних фактори:

1 – сили тертя в рульовому механізмі;

2 – вагову стабілізацію керованих коліс;

3 – стабілізаційний фактор бокової реакції опорної поверхні шляху на дію бокових сил;

4 – стабілізаційний фактор за розрахунок спеціальної установки керованих коліс.

1. Сили тертя в рульовому механізмі.

Рульовий механізм виконують на межі зворотності, тобто здатним легко передавати зусилля керування від рульового колеса до керованих коліс, але не передавати зворотних зусиль від цих коліс до рульового керування і перешкоджати повороту коліс під дією на них випадкових сил з боку нерівностей шляху.

З цією метою нарізку на гвинті рульового механізму виконують з малим кутом підйому ниток $\alpha = 8-10^\circ$. Отже потрібний ефект забезпечується великим передавальним числом рульового механізму (10–15).

2. Вагова стабілізація керованих коліс.

Шворінь 2 цапфи 1 керованого колеса повинен мати нахил у поперечній площині на кут β – кут поперечного нахилу шворня (рис. 8.6).

Колесо з цапфою 1 при виводі з положення руху "прямо" повертається навколо шворня 2 в шарнірі 3 балки 4. Воно повинно було б опускатись у площині $m-m$, перпендикулярній осі шворню, під рівень площини шляху на висоту h . При цьому з'являється стабілізуючий момент $M_{\text{ст } \beta}$, що прагне повернути колесо в нейтральне положення, при якому центр ваги машини займає нижнє найбільш стійке положення. Момент $M_{\text{ст } \beta}$ зростає зі збільшенням кутів α', α'' повороту керованих коліс.

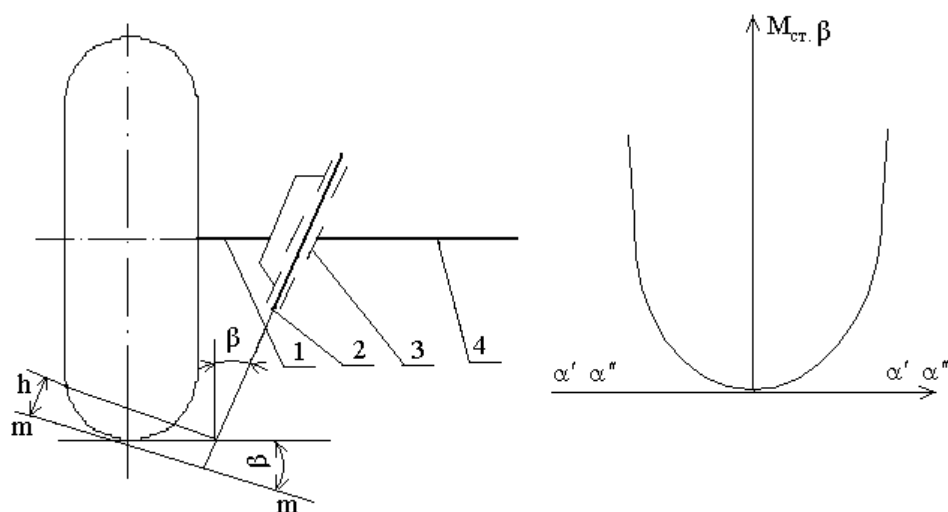


Рис. 8.6 – Схема й характеристика вагової стабілізації керованих коліс

3. Стабілізаційний фактор бокової реакції опорної поверхні шляху на дію бокових сил.

Для використання фактора бокової реакції шляху на бокову силу керованих коліс створюють кут γ нахилу шворню 2 у поздовжній площині – кут поздовжнього нахилу шворню (рис. 8.7).

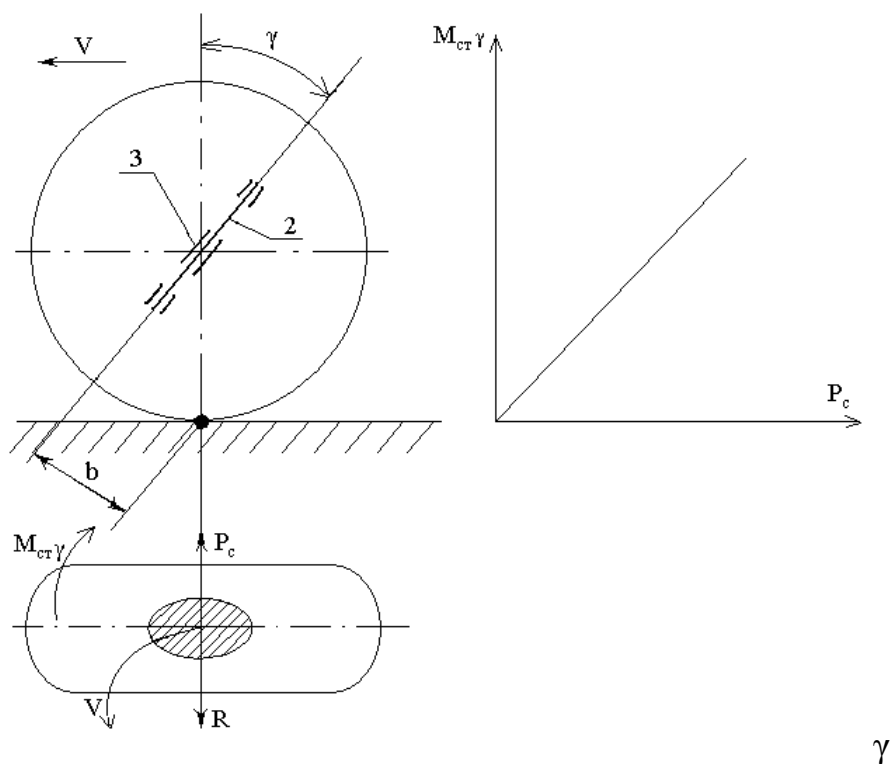


Рис. 8.7 – Схема й характеристика бокової стабілізації керованих коліс

При відхиленні керуючого колеса в напрямі стрілки V з'являється відцентрова сила P_c , що діє на машину й викликає бокову опорну реакцію R керованих коліс. При наявності кута γ бокова реакція R створює відносно осі шворня на плечі "в" стабілізуючий момент $M_{cтy} = Rv$, що прагне повернути колесо в нейтральне положення. Цей момент пропорційний силі P_c (графік справа).

4. Стабілізаційний фактор за розрахунок спеціальної установки керованих коліс

Спеціальна установка керованих коліс має на увазі установку коліс під кутами розвалу α та сходження δ (рис. 8.8).

Кут розвалу α – це кут нахилу колеса в поперечній площині. Кут α підвищує легкість керування й зменшує навантаження деталей рульового приводу, оскільки завдяки йому скорочується з "а'" до "а" плече сили керування $P_{кер}$, і відповідно моменту керування $M_{кер} = P_{кер} \cdot a$ керованих коліс.

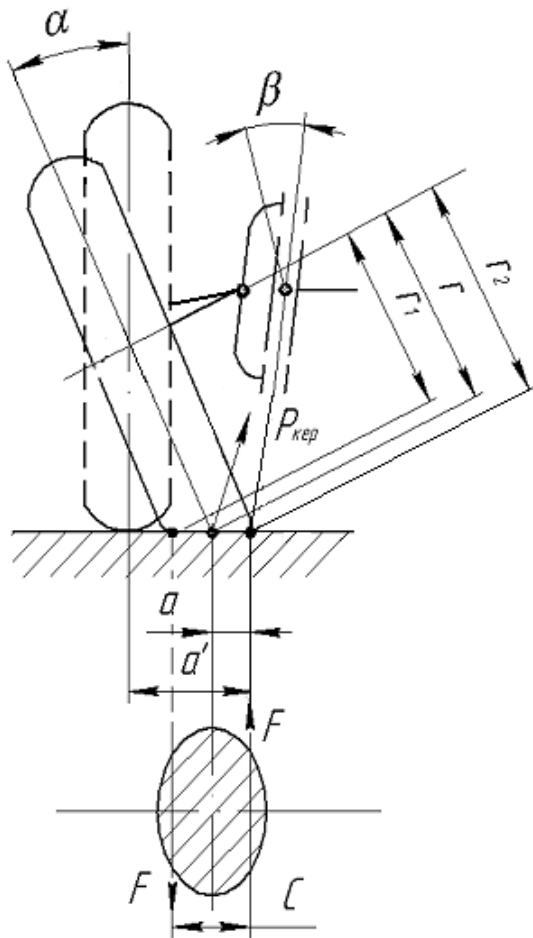


Рис. 8.8 – Схема сил при розвалі коліс

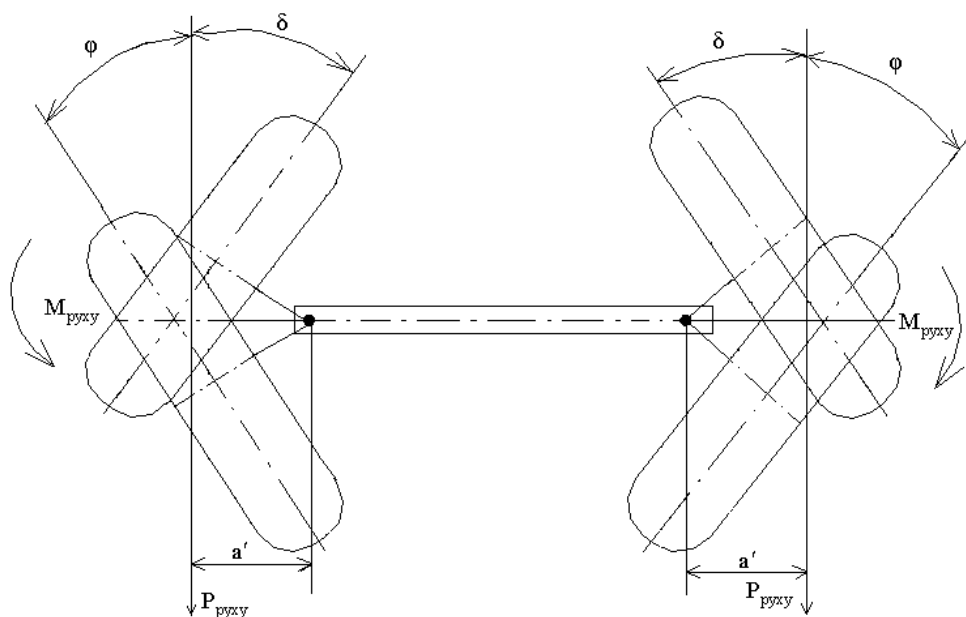


Рис. 8.9 – Схема силових факторів підчас сходження керованих коліс

Але завдяки розвалу коліс виникає нерівномірність у розподіленні питомих тисків у зоні контакту колеса з шляхом і з'являється циркуляція паразитних потужностей між його зрізами, що мають різні радіуси r_1 і r_2 . Якщо прийняти, що за радіусом r кочення відбувається без ковзання, то зрізи з радіусами r_1 і r_2 повинні проковзувати (по r_1 – юзувати, по r_2 – буксувати). В результаті з'явиться сила тертя F і її момент $M_F = F \cdot c$, який прагне повернути колесо навколо шворня. Останнє через наявність люфтів, розводить колеса й створює кут розходження ϕ (рис. 8.9). До цього ж приводять сили опору руху $P_{руху}$, що прикладені в місці контакту коліс зі шляховим покриттям. Вони створюють відносно осей шворнів моменти опору руху $M_{руху}$. Керовані колеса, працюючи під кутом ϕ розходження, мають підвищене проковзування і знос гуми. Це створює додатковий опір руху. Для ліквідації такого явища задають кут керованих коліс δ – це кут установки коліс у горизонтальній площині – кут сходження. Величина останнього залежить від сили опору руху, яка в свою чергу залежить від швидкості руху. Таким чином кут сходження підбирається для найбільш вірогідних швидкостей руху машини.

Напружене становище в контакті коліс зі шляхом, і опір коченню керованих коліс залежить від співвідношення кутів α і δ . Оптимальний кут сходження

δ складає 15÷20% від кута розвалу α . Його дію збільшують, ураховуючи зазори, й пружність елементів рульового приводу.

8.9. Стійкість

Критична швидкість руху тролейбуса з перекидання при русі в кривій $R = 50$ м складає 75 км/год, тобто вище реалізованих швидкостей. Значить небезпечніше занос осей тролейбуса при русі на повороті чи на прямій з поганим зчепленням (ожеледь, бруд). Частіше зустрічається занос ведучих осей, тому що вони реалізують силу тяги. Вони сприймають значно меншу бічну силу і починають ковзати раніше керованих осей. Іноді можливий занос і керованих осей, але він, як буде показано, менш небезпечний [9].

На ведучий міст під час руху тролейбуса на повороті діє вертикальне навантаження G й бічна сила P_6 (рис. 8.10). Бічне ковзання ведучої осі починається, коли обидві результуючі реакції правого R'_2 і лівого R''_2 ведучих коліс досягають значень сил зчеплення $\phi_1 Z'_2$ і $\phi_1 Z''_2$. У цьому випадку бічні навантаження коліс:

$$(Y')^2 = (\phi Z')^2 - (P'_d)^2, \quad (8.16)$$

$$(Y'')^2 = (\phi Z'')^2 - (P''_d)^2, \quad (8.17)$$

де Y', Y'' – бічні реакції, що діють відповідно на внутрішнє 1 і зовнішнє 2 ведучі колеса;

ϕ – коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою під час бічного ковзання, прийнятий, звичайно таким, що дорівнює коефіцієнту зчеплення в площині кочення ψ (див. п. 5.3.3);

P'_d, P''_d – дотичні сили тяги, реалізовані зовнішніми і внутрішніми колесами.

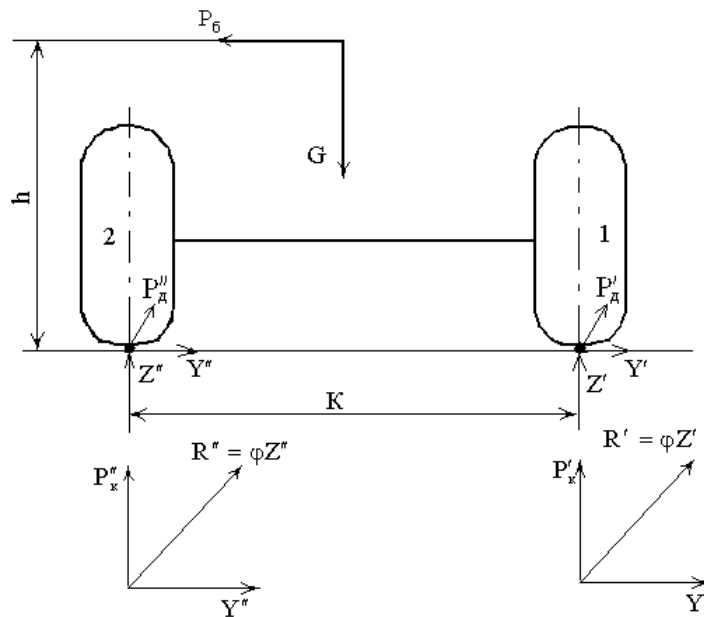


Рис. 8.10 – Схема й характеристики силових факторів підчас руху тролейбуса в кривій

З огляду на те, що тяговою передачею забезпечується рівність сил тяги, реалізованих ведучими колесами, тобто $P''_d = P'_d$ і віднімаючи (8.17) з (8.16) одержимо умову виникнення заносу ведучої осі.

$$(Y')^2 - (Y'')^2 = \varphi^2 [(Z')^2 - (Z'')^2]$$

При одночасному заносі всіх осей машини ця умова має вигляд:

$$P_6 = \frac{GV_{\max}^2}{gR} = \varphi G \quad \text{або} \quad \frac{V_{\max}^2}{R_{\Pi}} = \varphi g, \quad (8.18)$$

де V_{\max} – швидкість руху в момент початку заносу;

R_{Π} – радіус повороту.

Коефіцієнт поперечної стійкості:

$$\eta_{\text{ст}} = \frac{P_6}{G} = \frac{K}{2h}, \quad (8.19)$$

де K – колія;

h – висота прикладення сил P_6 , G .

Порівнюючи вираз коефіцієнта поперечної стійкості (8.19) з виразом (8.18) можна визначити умови, при яких бічне ковзання починається раніше перекидання:

$$\varphi < \frac{K}{2h} \text{ або } \varphi < \eta_{\text{ст}} \quad (8.20)$$

Бічне ковзання ведучої осі при гальмуванні тролейбуса починається з прослизання (юз) її внутрішнього колеса чи одночасного блокування обох коліс. Бічне ковзання осей під час розгону починається з прослизання (буксування) внутрішнього чи одночасно обох коліс.

Контрольні запитання

1. Які основні вимоги пред'являють до рульового керування?
2. Які основні класифікаційні ознаки системи рульового керування?
3. За якими характеристиками оцінюють рульове керування?
4. Що таке «кутове й силове передавальні числа рульового керування»?
5. З яких елементів складається рульовий привод?
6. Які вимоги пред'являють до підсилювачів рульового керування?
7. Які існують кути установки керованих коліс?
8. Яке призначення має установка коліс під кутами розвалу і сходження?
9. Що таке «вагова стабілізація керованих коліс»?
10. У чому полягає позитивний вплив сил тертя в рульовому механізмі?
11. Яке призначення підсилювачів рульового керування, їх конструкція?
12. Які недоліки і переваги в дії пневмо- і гідروпідсилювачів?
13. Яку конструкцію має рульове керування, який його принцип дії і призначення елементів?
14. На які види деформацій розраховують окремі елементи системи рульового керування в процесі оцінки їх міцності?
15. Як розрахувати поперечну рульову тягу на міцність?
16. Який порядок розрахунку сошки на міцність?

9. ТЯГОВА ПЕРЕДАЧА ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

9.1. Призначення тягової передачі (ТП)

ТП – це комплекс обладнання, що призначене для передачі механічної енергії від тягового електродвигуна (ТЕД) на ведучі колеса.

Тягова передача й колеса відносяться до механічної частини тягового приводу – це, як правило, складний механізм, що потребує значних витрат при виробництві, експлуатації та ремонті, а розвинуті в ньому динамічні явища відрізняються високою інтенсивністю і їх наслідки можуть призводити до зниження надійності РС і безпеки руху.

9.2. Умови роботи ТП

Тягові передачі:

- 1) підпадають під дію великих динамічних навантажень, що виникають між колесом і колією, значних коливань надресорної будови, буксування;
- 2) тривалий час знаходяться під дією снігу, пилу, вологості;
- 3) мають обмежені габарити й важкодоступні місця під підлогою кузова.

Ці умови виставляють ряд основних вимог до ТП як конструкційних, так і експлуатаційних.

9.3. Вимоги до ТП:

- 1) забезпечення необхідної при русі РС свободи переміщень ведучого моста або колісної пари відносно рами візка чи кузова, на яких укріплений ТЕД;
- 2) забезпечення оптимальної швидкості обертання якоря ТЕД і відповідно високого ККД передачі, можливість реалізації значних передаточних чисел при мінімальних розмірах редуктора;
- 3) необхідність поглинати частку енергії коливань, що діють у ТП;
- 4) простота конструкції, мінімальна маса непідресорених частин, малі габарити, низька енергомісткість і трудомісткість при виготовленні та експлуатації, ремонтнопридатність, контролепридатність, відносно низька вартість виготовлення механізмів і пристроїв;

- 5) допускати таке розташування ТЕД, при якому вони легкодоступні для огляду й ремонту і захищені від снігу, пилу, вологи;
- 6) пружно зв'язувати якір ТЕД з ведучими колесами;
- 7) забезпечувати високі показники надійності;
- 8) відсутність шуму, в тому числі при передачі великих значень обертового моменту і при значних швидкостях обертання якоря тягового електродвигуна.

9.4 Класифікація ТП

Класифікацію ТП можна проілюструвати наступною структурною схемою (рис. 9.1).

Зі схеми видно, що ТП класифікуються за декількома основними класифікаційними ознаками:

9.4.1. *За кількістю колісних пар, що приводяться.*

Тягова передача *індивідуальних приводів* – це передача, коли крутний момент передається на кожну КП від свого ТЕД. Позитивними сторонами таких приводів є більш висока надійність, малі габарити щодо висоти, що дозволяє використовувати колеса меншого діаметру, а значить понижений рівень підлоги, застосовувати більш просту тягову передачу.

До недоліків індивідуальних ТП можна віднести – низький коефіцієнт використання зчепленої ваги найменш навантаженої (лімітуючої) осі. Це може привести до підвищеної вірогідності юзу й буксування, а значить втрати сили тяги, підвищеного зносу коліс і рейкової колії. Вартість і маса ТЕД у розрахунку на вісь вища, ніж при груповому приводі. На міському транспорті індивідуальні приводи застосовують частіше, чим групові.

Тягова передача *групових приводів* – це передача, коли крутний момент від одного двигуна передається на дві й більше КП. Це відбувається за рахунок використання передавальних механізмів особливої конструкції: редукторами з декількома вихідними валами, роздавальними коробками та ін. У групових приводах недоліки індивідуальних приводів усунуті, значно покращені протибук-

совочні характеристики, хоча це викликало необхідність ускладнення конструкції тягової передачі.

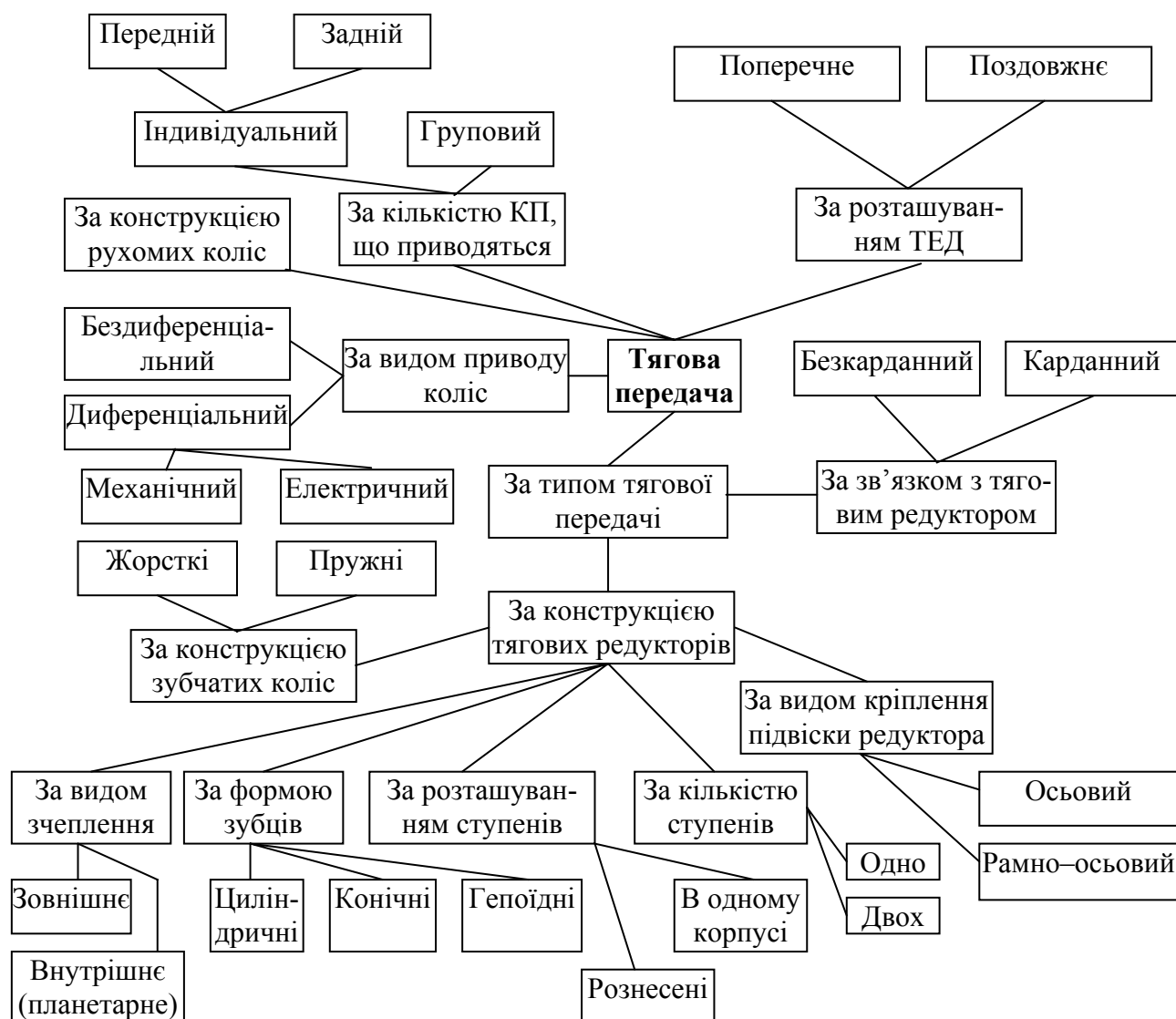


Рис. 9.1 – Структурна схема класифікації тягової передачі

9.4.2. За розташуванням ТЕД – дивись розділ 5 “Конструкція візків”.

9.4.3. За конструкцією зв'язку з тяговим редуктором тягову передачу поділяють на безкарданну й карданну.

Безкарданний зв'язок застосовують тоді, коли двигун розташований в поперечному напрямі (Див. Розділ “Конструкція візків”). У даному випадку крутний момент передається через редуктор прямо на вісь колісної пари, на якій закріплено відоме зубчасте колесо. Таку конструкцію застосовано в трамваях старих модифікацій і вагонах метро.

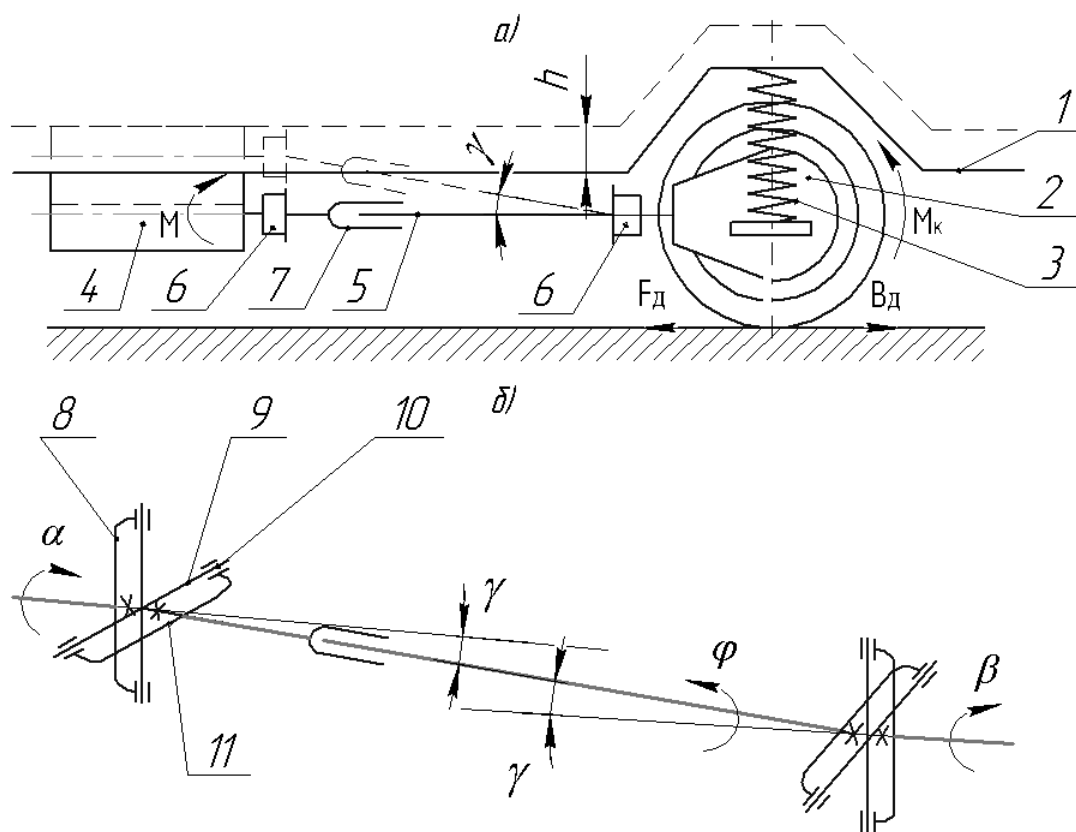


Рис. 9.2 – Схема роботи карданної передачі (а) і її кінематика (б)

Карданний зв'язок застосовують, коли ТЕД розташовано під кузовом тролейбуса чи на візку трамваю поздовжньо, а колеса приводяться в рух від редуктора, розташованого на ведучій осі (тролейбуси, трамваї – додатки 2,3). Взаємне розташування валів ТЕД і редукторів не залишається постійним, тому що між кузовом 1 тролейбуса чи рамою візка трамваю (рис. 9.2, а) і редуктором 2 є пружний зв'язок 3. Для врахування вертикальних переміщень між ТЕД 4 і редуктором установлюють карданний вал 5, тобто пристрій, що передає крутний момент між валами, розташованими співосно чи під кутом γ і змінюючими взаємне розташування в певних межах залежно від розміру нерівностей шляху. Для компенсації кутових зміщень (γ) у карданному валі є два карданні шарніри 6, а для компенсації лінійних зміщень – шліцьове з'єднання 7. Карданний шарнір 6 – кардан (справа), складається з хрестовини 9, яка через підшипники 10 з'єднана з вилкою 11 вала. До валів ТЕД і редуктора карданний вал закріплюють фланцевими муфтами. Крутний момент (M), що передається від двигуна на колеса, реалізують у вигляді дотичної сили тяги F_d чи сили гальмування B_d

через зчеплення коліс з шляховим покриттям.

9.4.4. Класифікація тягових передач за конструкцією тягового редуктора

Як відомо, міцність, габаритні розміри, маса, ступінь використання конструкційних матеріалів електродвигунів, пропорційні швидкості обертання якоря. Останню завжди приймають максимальною за умов механічної міцності й комутаційної стійкості ($n_{\max} = 4000$ об/хв.). Наприклад, тролейбусні двигуни типів ДК–207ГЗ і ДК–210АЗ мають $n = 3900$ об/хв. Оскільки швидкість колеса менша, ніж якоря електродвигуна, потрібен редуктор з передавальним числом $i > 1$, тобто, призначення тягового редуктора – зниження швидкості обертання вала ТЕД з пропорційним збільшенням крутного моменту. Так, у тягового редуктора вагона метро $i = 5,5$; трамвая КТМ–5М – $i = 6,15$, тролейбуса ЗіУ-9 – $i = 11,4$ [7].

Таким чином, редуктор тягової передачі являє собою пристрій, що збільшує обертальний момент, переданий від тягового електродвигуна до рухомих коліс. Редуктори конструктивно забезпечують передачу обертального моменту співвісним валам чи валам, установленим під кутом один відносно іншого найчастіше під 90° .

Тягові передачі, що застосовуються на рухомому складі міського електричного транспорту, можуть містити в собі один центральний (рис. 9.3,а,б) чи декілька (центральний і колісні) редукторів. Останні можуть бути з зовнішнім зчепленням (рис. 9.3,в) і з внутрішнім (рис. 9.3,г), так звані планетарні [2] (докладніше дивись далі).

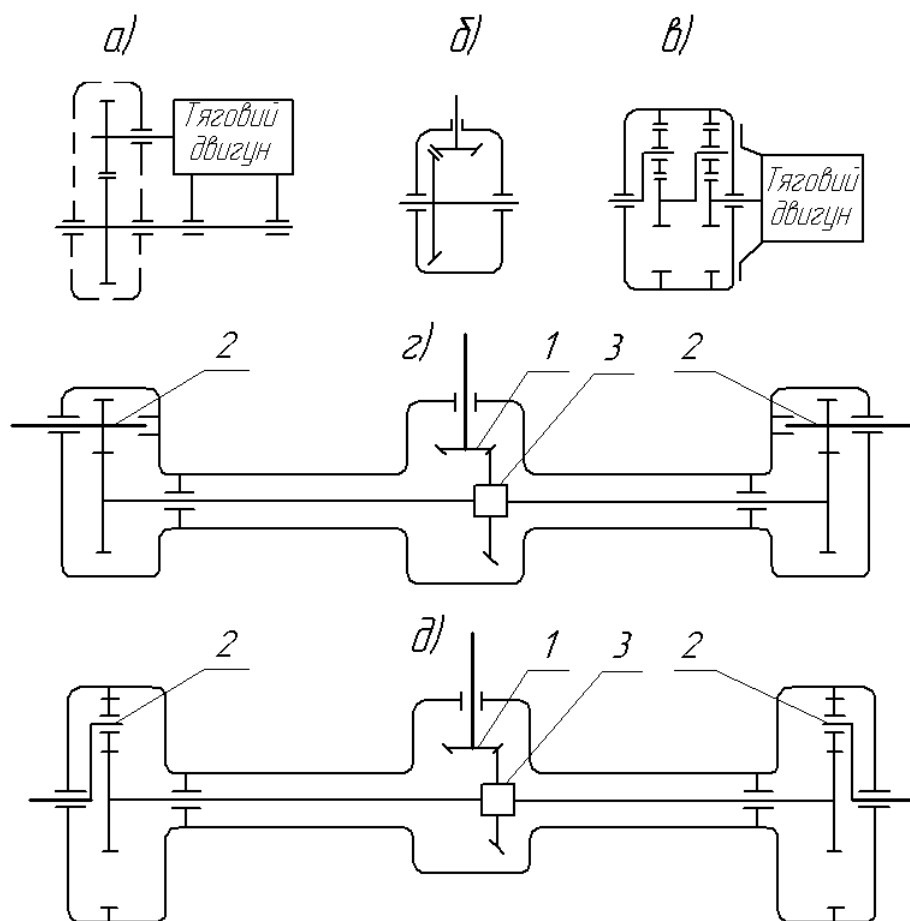


Рис. 9.3 – Основні схеми розташування редукторів тягових передач:

а – центральні одноступеневі при поперечному розташуванні тягового двигуна (вагон метрополітену); б – центральні конічні (гепоїдні) при поздовжньому розташуванні тягового двигуна (трамваї різних марок); в – мотор-колесо; г) – центральні й колісні (бортові) з зовнішнім зчепленням (тролейбус 9ТР); д) – центральні й колісні з внутрішнім зчепленням (мости угорської системи RABA), планетарні; 1 – центральний редуктор; 2 – колісний редуктор; 3 – диференціал

Редуктори тягових передач електричного рухомого складу крім загальних вимог довговічності, надійності в експлуатації, простоти конструкції і технічного обслуговування повинні з погляду спеціальних вимог, забезпечувати:

- 1) необхідну величину передавального числа для реалізації найкращих тягових якостей електродвигуна;
- 2) можливо менші габарити по висоті, що забезпечують передачу необхід-

них потужностей;

3) безшумність у роботі;

4) високий ККД.

9.4.5 Класифікація тягових передач за наявністю диференціальних механізмів. Як видно з рис. 9.1 на міському транспорті застосовуються два види приводу коліс – *бездиференціальний і диференціальний*. Більш простий за конструкцією – *бездиференціальний* – це привід, у якому два колеса жорстко укріплені на осі колісної пари. Такий привід застосовують на рейковому транспорті.

На безрейковому транспорті застосовують диференціальний привід – коли вісь колісної пари розділена на дві півосі, а між ними встановлюють диференціал. *Диференціалом тягової передачі* називають механізм, що забезпечує заданий (звичайно – рівномірний) розподіл крутного моменту між ведучими колесами при їх коченні без буксування. Це необхідно при повороті й русі нерівностями шляху, коли колеса проходять різні відстані.

Принцип дії диференціального механізму можна розглянути з принципової схеми на рис. 9.4.

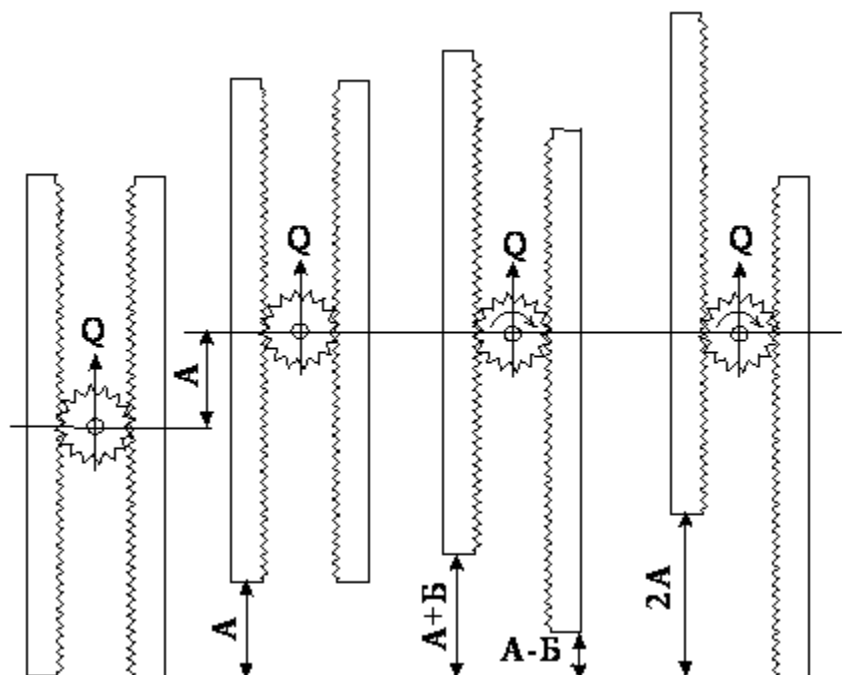


Рис. 9.4 – Схема принципу дії диференціала

Мається два зубчасті колеса ліве і праве, що належать кожне своєму рухомому колесу. На схемі зубчасті колеса показані в розвернутому вигляді, а між ними шестерня (сателіт), що входить у зачеплення з обома колесами. Під дією сили Q і однакових умов зчеплення ведучих коліс тролейбуса сателіт не обертаючись навколо своєї осі розклинає зубчасті колеса, що переміщуються однаково, в даному випадку на величину A . Якщо умова зчеплення з дорогою між ведучими колесами відрізняється (рух у повороті або з пробуксовуванням одного з коліс), тоді одне (наприклад, ліве) починає випереджати інше на величину B . При цьому сателіт починає провертатись навколо своєї осі і праве зубчасте колесо втрачає переміщення на ту ж величину B . На останній схемі показано випадок повної втрати зчеплення лівим колесом.

Вказаний принцип дії диференціала реалізований в конструкціях ведучих мостів більшості типів безрейкового транспорту, в тому числі і в конструкції найбільш розповсюдженого на Україні заднього моста тролейбуса ЗіУ-9 угорської системи "RABA"[2,3]. Кінематична схема такого моста представлена на рис. 9.5.

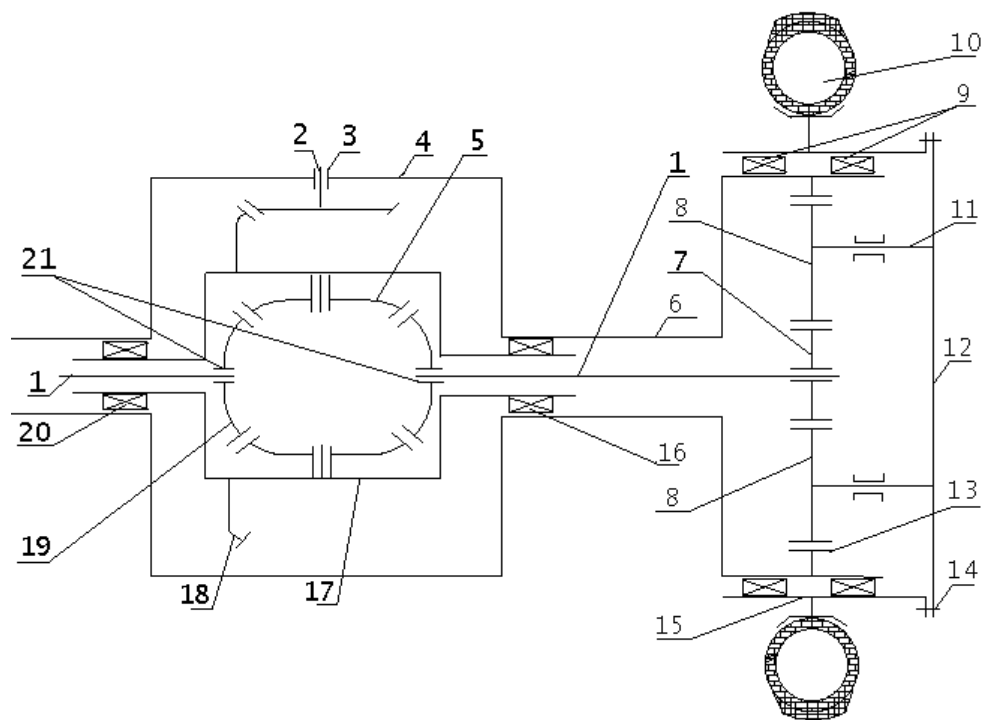


Рис. 9.5 – Кінематична схема тягової передачі ЗіУ-9

Ведуча шестерня 2 центрального редуктора з'єднана карданним валом з ТЕД і встановлена на підшипниках 3 у картері 4. Редуктор закріплено на балці 6 ведучого моста. Зубчасте колесо 18 закріплено на диференціальній коробці 17, яка встановлена на підшипниках 16,20 у картері редуктора. Механізм диференціалу складається з хрестовини, на чотирьох шипах якої насаджені сателіти 5, і двох півосьових шестерень 19, зв'язаних шліцьовими втулками 21 з півосями 1. Шипи хрестовини закріплені в диференціальній коробці 17. Тому зубчасте колесо 18 обертається разом з диференціальною коробкою й диференціальним механізмом. Сателіти 5 поділяють навантаження, що передається на них від коробки диференціала, порівну між півосевими шестернями 19 правого і лівого ходових коліс 10, встановлених на маточинних підшипниках 9, і визначають рівняння крутних моментів, що передаються на рухомі колеса.

У даному випадку піввісь 1 передає від центрального редуктора крутний момент на сонячну шестерню 7, що знаходиться в зачепленні з трьома сателітами 8 і коронною шестернею внутрішнього зачеплення 13. Сателіти 8 передають крутний момент з сонячної шестерні через валики 11 на водило 12, зв'язане болтовим кріпленням 14 з маточиною 15 ведучого колеса.

При повороті екіпажу вліво, ліва піввісь затримує своє обертання, а права буде обертатися швидше. Одночасно збільшиться швидкість обертання правої півосьової шестерні і, відповідно, зменшиться число обертів лівої півосьової шестерні. При цьому сателіти будуть обертатися навколо своєї осі з якимось числом обертів.

Тоді приріст числа обертів півосі можна знайти за формулою

$$\Delta n = n_c \frac{Z_c}{Z_{ш}}, \quad (9.1)$$

де Z_c – кількість зубців сателітів;

n_c – частота обертання сателітів;

$Z_{ш}$ – кількість зубців півосьової шестерні.

Числа обертів півосей будуть мати такі значення:

$$\text{правої } n_{\text{п}} = n_{\text{к}} + \Delta n = n_{\text{к}} + n_{\text{с}} \frac{Z_{\text{с}}}{Z_{\text{ш}}},$$

$$\text{лівої } n_{\text{л}} = n_{\text{к}} - \Delta n = n_{\text{к}} - n_{\text{с}} \frac{Z_{\text{с}}}{Z_{\text{ш}}}.$$

Склавши ліві і праві частини рівнянь, знайдемо:

$$n_{\text{п}} + n_{\text{л}} = 2n_{\text{к}}, \quad (9.2)$$

тобто сума чисел обертів півосей залишається незмінною і дорівнює подвійному числу обертів диференціальної коробки.

Обертаючий момент, підведений до диференціала $M_{\text{диф}}$ за однакової швидкості обертання півосей, дорівнює:

$$M_{\text{диф}} = M_{\text{л}} + M_{\text{п}}; M_{\text{л}} \approx M_{\text{п}} \quad (9.3)$$

Якщо не враховувати втрат на тертя в диференціалі, то як за однакових, так і за різних частот обертання півосей диференціал порівну розподіляє обертаючий момент $M_{\text{диф}}$ між ними. Рівність моментів $M_{\text{п}}$ і $M_{\text{л}}$ пояснюють тим, що сателіт представляє собою рівноплечий важіль, до середини якого прикладене зусилля з боку хрестовин, а по кінцям діють реакції з боків зубців півосьових шестерень.

У свою чергу момент, підведений до кожної півосі, залежить від передавального числа редуктора і:

$$M_{\text{п}} \approx M_{\text{л}} \approx \frac{M_{\text{дв}} i \eta_{\text{м}}}{2}, \quad (9.4)$$

де $\eta_{\text{м}}$ – ККД тягової передачі.

У дійсності за різної частоти обертання півосей в механізмі диференціала з'являються втрати на внутрішнє тертя. В цьому випадку при симетричному диференціалі, застосованому в тролейбусі, півосьові шестерні й півосі, що мають більшу частоту обертання, будуть передавати момент:

$$M' = 0,5 (M_{\text{диф}} - M_{\text{т}}) \quad (9.5)$$

де $M_{\text{т}}$ – момент тертя, який виникає в диференціалі при відносному обертанні півосей з різним числом обертів. Півосьові шестерні та півосі, що мають меншу частоту обертання, будуть передавати момент:

$$M'' = 0,5 (M_{\text{диф}} + M_T) \quad (9.6)$$

Здійснивши віднімання M' з M'' одержимо:

$$M'' - M' = M_T \quad (9.7)$$

Коефіцієнт корисної дії диференціалу:

$$\eta_{\text{диф}} = 1 - \frac{N_T}{N_{\text{диф}}} = 1 - \frac{M_T}{2M_{\text{диф}}} \cdot \frac{n' - n''}{n}, \quad (9.8)$$

де N_T – міцність тертя, що виникає в диференціалі за $n_{\text{л}} \neq n_{\text{п}}$.

n' , n'' – частоти обертання відповідних півосьових шестерень;

$N_{\text{диф}}$ – міцність, надана диференціалу.

Однак у роботі диференціальних тягових передач є й недоліки. При руханні з місця на слизькому шляху часто виникає буксування одного з ведучих коліс, що знаходяться на ділянці шляху з меншим коефіцієнтом зчеплення, чи менш навантаженого. Сумарна сила тяги екіпажу в цьому разі знизиться і буде визначатися тягою, яку дає буксуюче колесо, що має менше зчеплення зі шляхом. Із-за неспроможності використовувати силу тяги небуксуючого колеса екіпаж може спинитися, або не рушити з місця. В ряді випадків зазначеного недоліку запобігають застосуванням різноманітних блокувальних пристроїв, що ускладнює конструкцію ведучого моста. Конструкції ведучих мостів сучасних тролейбусів приведені в додатку 1.

До цього мова йшла про механічні диференціали, але як видно зі схеми 9.1, існують ще й електричні. Останні знайшли широке застосування в автомобілях великої вантажопідйомності (наприклад, мотор-колесо, рис. 9.3,в). Вони можуть розглядатись як перспективні варіанти і для міського електротранспорту, оскільки в своїй основі мають усі переваги індивідуального електропривода з використанням ефекту диференціації крутних моментів між ведучими колесами.

9.4.6. Загальні положення класифікації тягових передач за конструкцією ведучих коліс надані в розділі 6 “Колісні пари, мости”.

9.5. Розрахунок основних елементів тягових передач на міцність.

9.5.1. Навантаження, що діють у тягових передачах тролейбуса

У тролейбусах тягову передачу варто перевіряти на обертальний момент, що виникає при повному використанні зчіпної ваги, що приходить на задні ведучі колеса [13].

У цьому випадку сила зчеплення ведучих коліс тролейбуса з дорогою буде:

$$P_{зч} = \psi G_B m_B, \quad (9.9)$$

де ψ – коефіцієнт зчеплення. Для контакту гуми з дорожнім покриттям $\psi = 0,4 \div 0,8$;

G_B – вага, що приходить на колеса ведучого колеса;

m_B – коефіцієнт перерозподілу ваги для ведучого моста, що досягає при екстремуму гальмуванні тролейбуса значень $m_B = 1,4 \div 1,6$ [2].

Обертальний момент, переданий заднім колесам при приведенні в дію центрального гальма дорівнює:

$$M_r = P_{зч} r_k, \quad (9.10)$$

де r_k – радіус катання ведучого колеса, м.

Величина обертового моменту, що навантажує тягову передачу буде:

$$M_{т.п.} = \frac{M_r \eta_t}{i_p}, \quad (9.11)$$

де η_t – ККД тягової передачі;

i_p – передавальне число редуктора.

Після підстановки значень моменту M_r і сили $P_{зч}$ одержимо:

$$M_{т.п.} = \frac{P_{зч} r_k \eta_t}{i_0} = \frac{\psi G_B m_B r_k \eta_t}{i_p}. \quad (9.12)$$

9.5.2. Розрахунок карданної передачі на міцність

Розрахунку на міцність підлягають наступні основні деталі: 1 – труба карданного вала, 2 – шліцьове з'єднання, 3 – вилки кардана, 4 – хрестовина кардана.

1. Трубу карданного вала розраховують на напруження кручення й кут закручування. Напруження кручення труби карданного вала й шліцьової втулки

$$\tau = \frac{M_{т.п.}}{W_{кт}} 10^{-6}, \quad (9.13)$$

де $M_{т.п.}$ – найбільше значення обертального моменту, переданого карданним валом, Н·м (з формули (9.12);

$W_{к}$ – момент опору на кручення, $м^3$, що визначають за наступними формулами:

а) для пустотілої труби чи шліцьової втулки:

$$W_{кт} = 0,2 \frac{d_3^4 - d_{вн}^4}{d_3}, \quad (9.14)$$

б) для вала суцільного круглого перерізу:

$$W_{кв} = 0,2d^3, \quad (9.15)$$

тут d_3 – зовнішній діаметр труби карданного вала чи шліцьової втулки, м;

$d_{вн}$ – найбільший внутрішній діаметр труби вала, м; d – діаметр вала суцільного круглого перерізу, м.

Внутрішній діаметр $d_{вн}$ вала вимірюють за перерізом, що лежить біля шліцьового наконечника чи привареної вилки, оскільки в цих місцях трубу звичайно розточують.

Кут закручування карданного вала (рад)

$$\Theta_r = \frac{M_{т.п.} L}{\frac{\pi}{32} (d_3^4 - d_{вн}^4) G} 10^{-6}, \quad (9.16)$$

де L – довжина карданного вала, м;

$G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль пружності другого роду.

Для переведення кута закручування вала з радіан у градуси користуються формулою:

$$\Theta^\circ = \frac{180 \Theta_r}{\pi} \quad (9.17)$$

2. Шліцьові з'єднання розраховують: а) на зминання шліців і б) на зріз.

а) Напруження на зминання бокової поверхні шліців, МПа:

$$\sigma_{зм} = \frac{M_{т.п.} 10^{-6}}{\kappa r_{cp} i h l}, \quad (9.18)$$

де $r_{cp} = \frac{d'_3 + d'_{вн}}{4}$ – середній радіус шліцьового з'єднання, м;

d'_3 – зовнішній діаметр шліців, м;

$d'_{вн}$ – внутрішній діаметр шліців, м;

i – число шліців у з'єднанні;

h – висота шліців у з'єднанні, м;

l – робоча довжина шліців, м;

$\kappa = 0,7 \div 0,8$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу зусиль по робочих поверхнях шліців.

б) Напруження на зріз, що виникає в шліцах:

$$\tau_{зр} = \frac{M_{т.п.} 10^{-6}}{0,5 d'_{вн} i b l}, \quad (9.19)$$

де b – ширина шліців, м.

3. Розрахунок вилки кардана залежить від його конструкції. На рис. 9.7 показано схему вилки тролейбусного кардана.

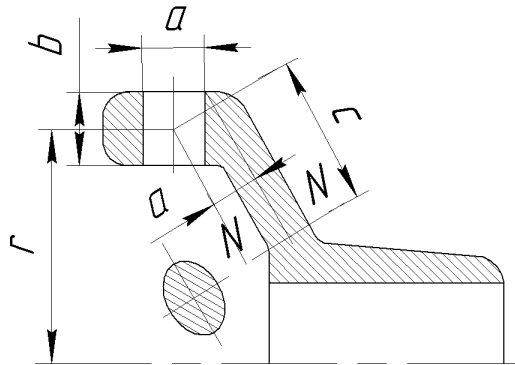


Рис. 9.7 – Розрахункова схема вилки кардана

У лапі вилки в небезпечному перерізі NN виникає напруження на згин і кручення під дією сумарної сили P_c , прикладеної на відстані r від осі кардана. Напруження на згин і кручення визначають за відомими формулами:

$$\sigma_3 = \frac{M_{з.л.}}{W_{з.л.}} \quad i \quad \tau = \frac{M_{к.л.}}{W_{к.л.}}.$$

– згинаючий момент в небезпечному перерізі NN лапи вилки:

$$M_{з.л.} = P_c s, \quad (9.20)$$

де s – плече прикладення сумарної сили P_c , що створює згинаючий момент;

– скручуючий момент:

$$M_{к.л.} = P_c a, \quad (9.21)$$

де a – плече прикладення сумарної сили P_c , що створює скручуючий момент M_k .

Сумарна сила, що діє на лапу вилки, дорівнює:

$$P_c = \sqrt{P^2 + \left(\frac{T}{2}\right)^2}. \quad (9.22)$$

Тут $P = M_{т.п.}/2r$ – окружна складова сили P_c , викликана переданим моментом $M_{т.п.}$;

$T/2$ – осьова складова сили P_c , передана лапою вилки.

Значення моментів опору W_a і W_k визначають залежно від форми небезпечного перерізу лапи вилки.

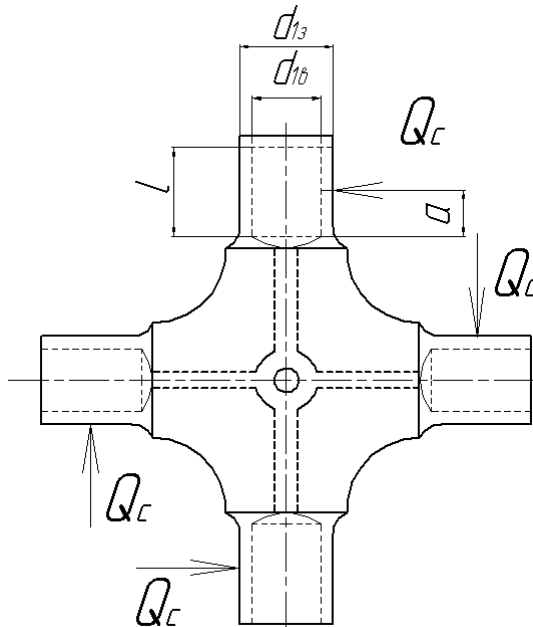


Рис. 9.8 – Розрахункова схема хрестовини

4. Хрестовину голчастого кардана (кардана з голчастими підшипниками) звичайно розраховують на зріз і на згин шипів. На кожний з чотирьох шипів хрестовини діє сумарна сила

$$Q_c = \sqrt{Q^2 + \left(\frac{T}{2}\right)^2}, \quad (9.23)$$

де $Q = M_{т.п.}/2r$ – окружна складова сумарної сили Q_c ;

$T/2$ – осьова складова сили Q_c , Н;

r – радіус прикладення сили Q_c , м.

При цьому приймають, що сумарна сила Q_c зосереджена на середині довжини шипа. Ця сила викликає в тілі шипа напруження зрізу й згину. Напруження на зріз і згин визначають у кореневому перерізі шипа.

Напруження зрізу буде:

$$\tau_{зр} = \frac{Q_c}{0,25\pi d^2} 10^{-6}, \quad (9.24)$$

де d – діаметр шипа в кореневому перерізі, м.

Згинаючий момент у кореневому перерізі шипа хрестовини буде:

$$M_{з.ш.} = Q_c a, \quad (9.25)$$

де a – відстань від кореневого перерізу шипа до місця прикладення сили Q_c .

Напруження на згин буде:

$$\sigma_{з.ш.} = \frac{M_{з.ш.}}{W_{з.ш.}}, \quad (9.26)$$

де $W_{з.ш.} = 0,1d^3$ – момент опору шипа на згин, м³:

Напруження в голчастих підшипниках визначають за методом розрахунку роликів підшипників.

Карданний вал, що являє собою деталь значної довжини з відносно малим діаметром, при обертанні дуже схильний до вібрації.

Виникаюча завдяки обертанню відцентрова сила при відомих умовах може викликати руйнування карданного вала. Швидкість обертання карданного вала, при якій настає його руйнування, називають критичною. Карданний вал пови-

нен бути розрахований так, щоб його критична швидкість обертання $\omega_{кр}(n_{кр})$ була вище максимально можливої $\omega_{мах}$ в умовах експлуатації.

Критичну швидкість обертання карданного вала, що вільно лежить на опорах, можна знайти з наступних рівнянь:

– для суцільного вала:

$$\omega_{кр} = 1,07 \cdot 10^6 \frac{d_3}{L^2} [c^{-1}], \quad (9.27)$$

або
$$n_{кр} = 10,25 \cdot 10^6 \frac{d_3}{L^2} [об/хв];$$

– для пустотілого вала:

$$\omega_{кр} = 1,07 \cdot 10^6 \frac{d_3}{L^2} [c^{-1}],$$

або
$$n_{кр} = 10,25 \cdot 10^6 \frac{\sqrt{d_3^2 + d_{вн}^2}}{L^2} [об/хв]; \quad (9.28)$$

де d_3 – зовнішній діаметр труби, м;

$d_{вн}$ – внутрішній діаметр труби, м;

L – довжина вала між центрами карданів, м.

Приведені рівняння справедливі у випадку, якщо з обох кінців карданного вала маються кардани, що дозволяють йому вільно згинатись під дією відцентрової сили.

При виборі розмірів вала передбачається наступний запас міцності за критичною швидкістю обертання:

$$\frac{\omega_{кр}}{\omega_{мах}} = \frac{n_{кр}}{n_{мах}} = 1,2 \div 2.$$

Напруження в деталях карданної передачі тролейбусів бажано мати більш низькими, оскільки режим роботи тролейбусів є більш важким, чим у вантажних і легкових автомобілів через часті й регулярні зупинки, а в порівнянні з автобусами тролейбуси мають, як правило, більш високі динамічні показники.

9.5.3. Розрахунок півосей ведучого моста на міцність

Півосі, як сказано вище, призначені для передачі обертаючих моментів від

диференціалу до ведучих коліс безрейкових транспортних засобів при тяговому режимі й від ведучих коліс до диференціалу – при гальмовому режимі.

На сучасних тролейбусах, що мають значні вагові навантаження, застосовують тільки розвантажені півосі, що не несуть згинаючих зусиль. Цю функцію несуть їх кожухи, в яких півосі обертаються на підшипниках. Обидва кінця півосі 1 (рис. 9.4) мають шліци 21, за допомогою яких вона з'єднується з півосевою шестернею 19 і сонячною шестернею 7 ведучого колеса 10 і передає крутний момент.

Півосі тролейбуса розраховують на кручення від дії моменту $M_{т.п.}$ за формулою (9.12).

Кут закручення півосі розраховують за формулами (9.20), (9.21).

Шліци півосей розраховують також за методикою розрахунку шліців карданного вала (9.18), (9.19).

Напруження зрізу й зминання повинні бути менше допустимих для легованої сталі 40Х або 40ХНМ, з якої виготовляють шліцьові вали і втулки.

Контрольні запитання

1. Яке призначення тягового привода транспортних засобів?
2. Які вимоги пред'являють до тягового приводу?
3. Які основні класифікаційні ознаки тягового приводу?
4. З яких елементів складається тягова передача рейкового і безрейкового рухомого складу і яке призначення її елементів?
5. Яка різниця між груповим та індивідуальним приводом з точки зору реалізації тягово-динамічних якостей?
6. Яке призначення диференціалу і його складових?
7. Яка схема роботи карданної передачі і її кінематика?
8. З яких елементів складається карданний вал?
9. Які основні положення розрахунку півосей ведучого моста на міцність?
10. Яке призначення елементів заднього моста тролейбуса?

11. Яка може бути порівняльна характеристика бездиференціального та диференціального приводів коліс?
12. Які основні характеристики тягових приводів транспортних засобів?

10. ГАЛЬМУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

10.1. Загальні положення

Гальмування існує для уповільнення руху РС чи повної його зупинки. *Гальмування* – це відбір кінетичної енергії в потягу, що рухається під дією інерційних сил, перетворенням її в теплову енергію за допомогою механічного гальма чи електричну енергію за допомогою двигуна, що може повертатись у тягову мережу (рекуперуватись) або перетворюватись у теплову енергію, що витрачається на нагрів двигуна й додаткових елементів.

Існують три режими гальмування транспортних засобів (рис. 10.1):

а) *службове* – використовують при номінальних режимах роботи РС на лінії для підгальмування РС при наявності обмежування швидкості чи повної зупинки;

б) *екстрене* – це гальмування, що використовують у виняткових (екстремних) випадках, при небезпеці зіткнення, чи наїзду для екстреної зупинки РС при мінімальному гальмовому шляху;

в) *зупинкове* – це гальмування, що використовують для запобігання неконтрольованого руху під дією зовнішніх сил (вітру, схилу, удару тощо).

Кожен режим гальмування пред'являє специфічні вимоги до гальмових пристроїв, тому РС обладнано кількома видами гальм, що застосовують у сполученнях, найбільш повно відповідаючих потребам кожного гальмового режиму.

Тролейбуси обладнані трьома видами гальм, незалежно працюючими один від одного:

а) *робоче* (механічне гальмо) – з пневматичним або пневмо–гідравлічним приводом. Його виконавчі механізми знаходяться на всіх ходових колесах із ро-

здільним приводом;

б) *допоміжне* гальмо – це електродинамічне гальмо, за допомогою якого РС гальмується вмиканням тягового двигуна в режим генератора з передачею гальмового моменту на центральний редуктор і далі – на ведучі колеса;

в) *зупинкове* гальмо – це гальмо, що має механічний привід на задні ведучі колеса і застосовується на вимушених і маршрутних зупинках.

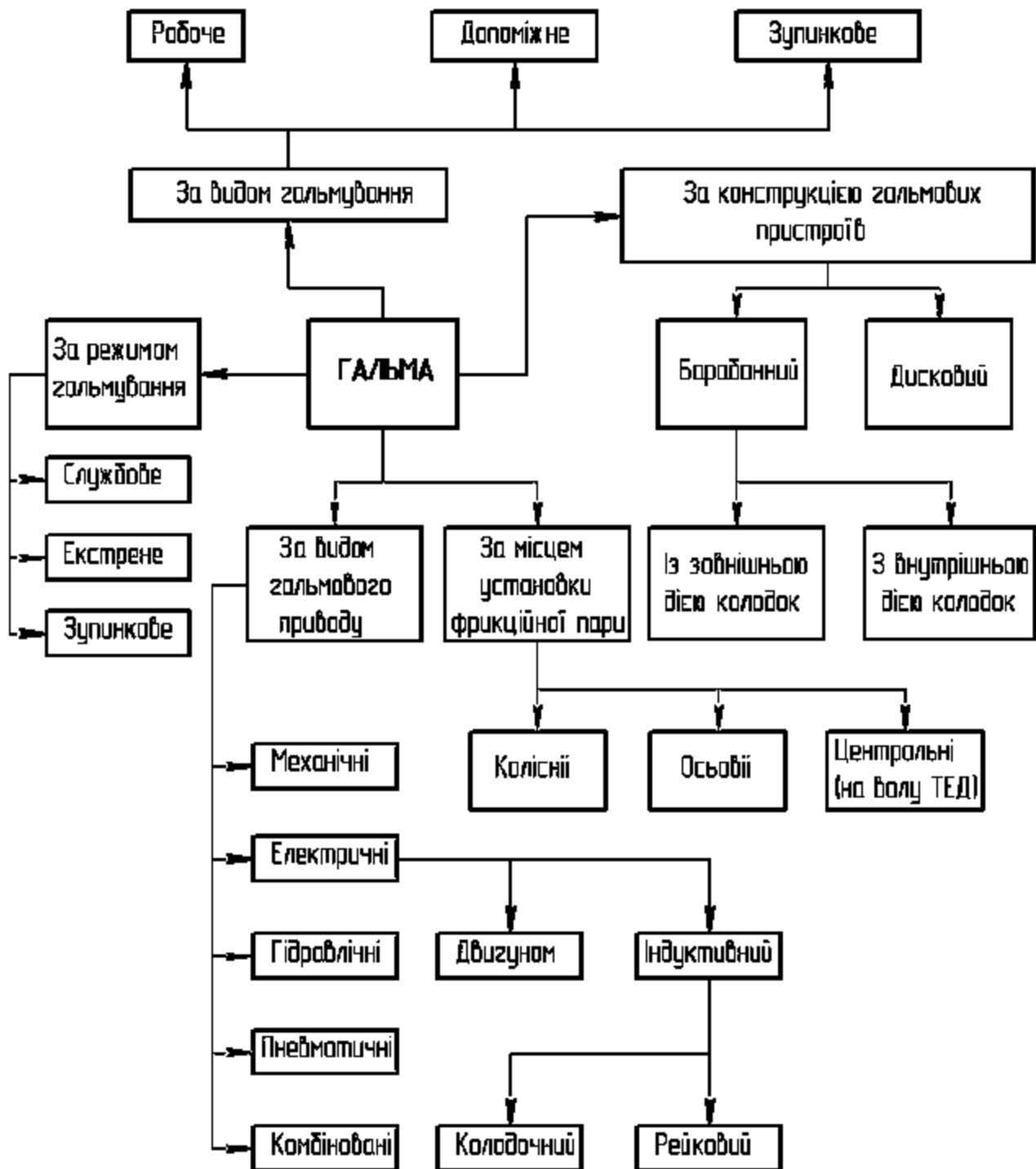


Рис. 10.1 – Класифікація гальм РС

При службовому гальмуванні повинен забезпечуватись гальмовий шлях (за нормативного навантаження $\alpha = 5$ чол/м²) на горизонтальній ділянці шляху з сухим асфальтовим покриттям підчас гальмування з початковою швидкістю $V = 60$ км/год не більше 36,7 м [14].

Допоміжне гальмо повинне забезпечувати уповільнення за таких же умов (дивись вище) не менше ніж $0,8$ м/с², в інтервалі швидкостей $40 - 10$ км/год.

Зупинкове гальмо повинне забезпечити утримання тролейбуса, що стоїть, з максимальним навантаженням $\alpha = 8$ чол/м² при сухому асфальтовому покритті шляху необмежений час на схилі в 5 ‰.

Екстрене гальмування повинне забезпечуватись одночасною дією робочого й допоміжного гальмування, які починають діяти від натискання однієї педалі.

Сучасні трамваї обладнують трьома видами електричних гальм: перший – працює за принципом тролейбусного електродинамічного типу (п. б), другий – електромагнітний з дією соленоїда через привід на колодки і далі на барабан з зовнішніх боків (рис. 10.2). Гальмовий барабан розташовано перед тяговим редуктором (рис. 10.3). Третій вид гальм називають рейковим. Його застосовують при екстреному гальмуванні. Принцип його дії полягає в притягуванні так званого "башмака" (електромагніта, розташованого між колісними парами) до рейки за допомогою електромагнітних сил.

10.2. Гальмові механізми

Гальмовий механізм механічного гальмування – пристрій, що перетворює кінетичну енергію рухомого складу, що рухається, в теплову енергію, яка виникає в процесі тертя між гальмовими колодками й гальмовим барабаном.

Головні елементи гальмового механізму – фрикційна пара, а додаткові – пристрої кріплення фрикційної пари й відведення теплоти, яка утворюється в результаті дій сил тертя.

Фрикційна пара складається з двох елементів (див. рис. 10.2):

– першим елементом є деталі тягової передачі, що обертаються, це можуть

бути гальмові барабани або диски. Їх вбудовують в ходове колесо або на поверхню катання бандажа колеса. Останнє – це колісно–колодкове гальмо, що використовувалось на старих вагонах трамваю й метро;

– другим елементом фрикційної пари є гальмові колодки, що конструктивно зв'язані з кузовом чи з балками або мостами ходових частин (докладніше дивись нижче).

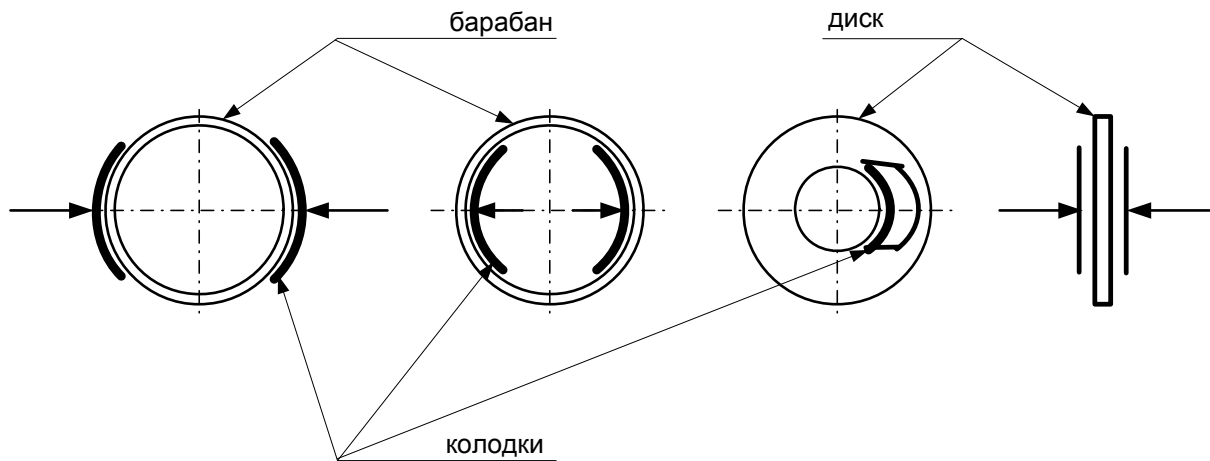


Рис. 10.2 – Розташування гальмових колодок

Матеріали фрикційних пар підбирають так, щоб зношувались більше гальмові накладки, а не елементи гальмового механізму, що обертаються. Існують барабанні гальма з зовнішньою дією колодок (трамвайний вагон і вагон метрополітену), або з внутрішньою дією колодок (тролейбус).

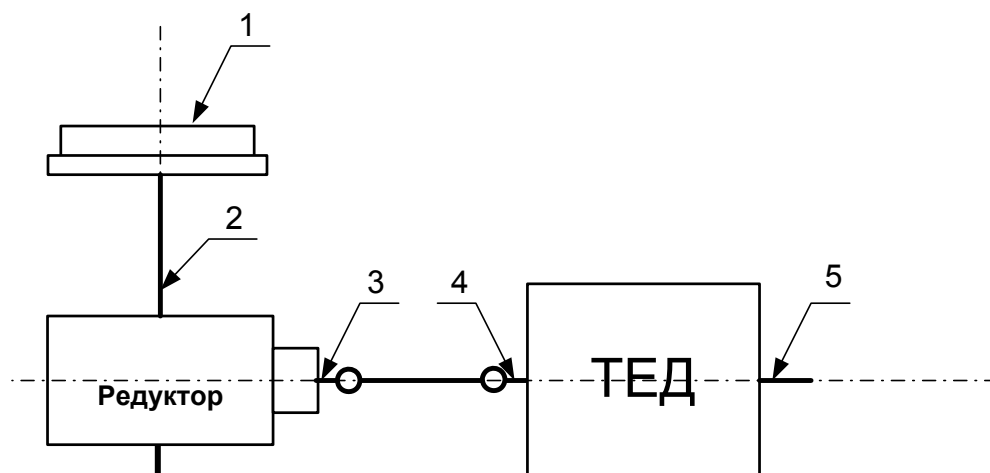


Рис. 10.3 – Розташування гальмових механізмів у системі

Залежно від місця розташування фрикційних пар (див. рис. 10.3) розрізняють гальма:

- колісні (поз. 1), що вбудовані в ходове колесо, (на тролейбусі) чи на колесі (у вагоні метро);
- осьові (поз. 2, розташовані на осі колісної пари) й центральні (розташовані на валі ТЕД (поз. 3,4) чи в тяговій передачі між ТЕД і тяговим редуктором) або на вільному кінці вала ТЕД (поз. 5).

Потужність гальмових пристроїв N залежить від місця їх розташування. Коли зменшується частота обертання n гальмового барабана чи диска повинно бути зростання гальмового моменту або необхідної сили натискання гальмових колодок на елемент гальма, що обертається.

$$N = knM, \quad (10.1)$$

де k – коефіцієнт, що враховує розмірність.

Враховуючи вищесказане, осьові гальма повинні мати більш міцний привід і конструктивно підсилені елементи кріплення гальмових колодок. Тобто треба дати перевагу центральним гальмам, що мають меншу масу. Розміщення гальм на вхідному валі редуктора також має перевагу, тому що навантаження діє тільки на редуктор і вісь колісної пари. При розташуванні гальма на вільному кінці вала якоря ТЕД, додатково ще навантажується вал якоря і вся тягова передача.

На гальмовому барабані чи диску, гальмові колодки можуть бути розташовані симетрично відносно осі обертання з двох боків – гальма з двобічним тиском колодок, чи з одного боку – гальма з одnobічним тиском колодок.

На сучасних трамвайних вагонах колісно–колодкові гальма не застосовують, щоб не прискорювати знос бандажів, зменшити масу і не перегрівати гумові пружні елементи коліс.

У колісно–колодковому гальмі з одnobічним тиском (рис. 10.4), сила $X_{\text{кп}}$ тиску колодок на бандаж передається на букси і урівноважується реакцією $F_{\text{рх}}$ рами візка, яка на плечі довжини шийки осі $l_{\text{ш}}$ навантажує останню згинаючим моментом $M_x = F_{\text{рх}}l_{\text{ш}}$ (рис. 10.4).

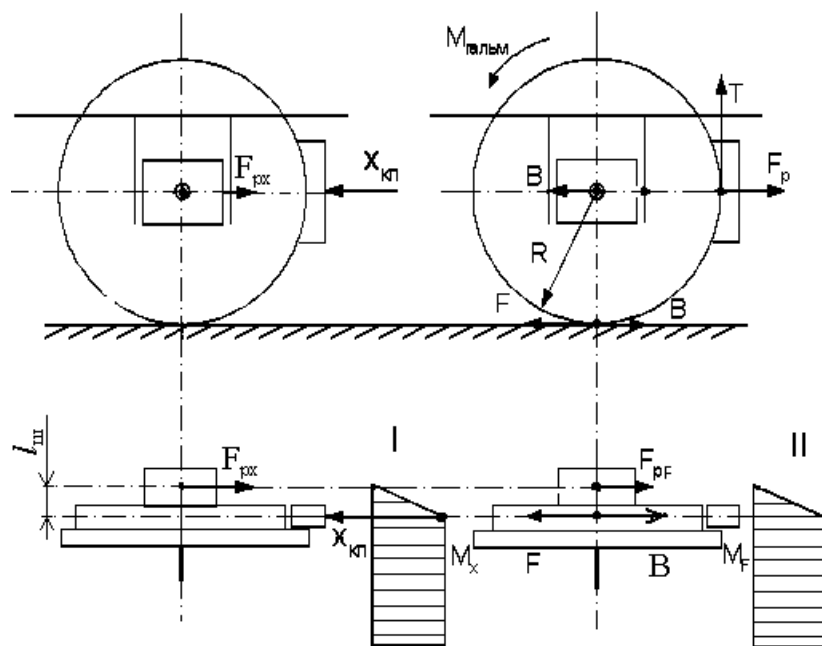


Рис. 10.4 – Розподіл навантажень з однобічним тиском гальм: I – епюра згинаючих моментів від сил $X_{кп}$; II – епюра згинаючих моментів від сил F

Унаслідок тиску гальмових колодок на бандажах з'являються сили тертя $T = X_{кп} \cdot \phi_{кп}$ ($\phi_{кп}$ – коефіцієнт тертя), що створюють на колісну пару гальмовий момент $M_{г} = TR$. При наявності зчеплення коліс з колією гальмовий момент $M_{г}$ реалізується як гальмова дотична сила $B = \frac{M_{г}}{R} = T$, одна з яких передається колесом на колію та урівноважується силою зчеплення $F = B$, а друга – передається на конструкцію кузова чи візка в площині букси КП та урівноважується рамними зусиллями $F_{рф}$. На колісну пару будуть діяти реакції сили F на колесах і сили $F_{р}$ від конструкції кузова чи візка, що навантажують вісь згинаючими моментами $M_F = F_{рф}l_{ш}$. Ці моменти складаються з моментами M_x і додатково навантажують вісь КП.

При двобічному тиску колодок (рис. 10.5) сили $X_{кп}$ взаємно врівноважуються і вісь КП навантажується тільки моментом M_F (рис. 10.5). Окрім того, для створення однакового гальмового ефекту в цьому випадку потрібна сила $X_{кп}$ вдвічі менша. В цьому випадку конструкція гальмової передачі ефективніша, хоч і складніша. Прикладом такої системи приводу гальм (рис. 10.6) є колісно-колодкові гальма вагонів метрополітену серій Д та Е.

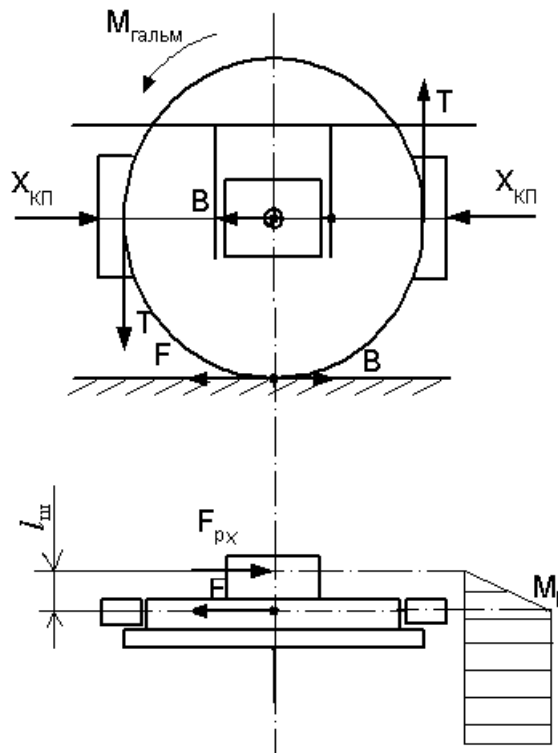


Рис. 10.5 – Розподіл навантажень з двобічним тиском гальм

У цій системі гальмові колодки 5 підвішені на підвісках 4 плаваючих важелів 3 і середніх важелів 10. Вони регулюються від зниження на бандажі коліс підвіскою 2, що регулюється. Зусилля від штока гальмового циліндра 1 передається на гальмові колодки 5, через плаваючий важіль 3, з'єднуючи втулку 7, нижню тягу 8, дірчасту вилку 9 й середній важіль 10. Пружина 11 та зворотні пружини гальмових циліндрів 1 відтягують гальмові колодки від бандажів коліс при відпусканні гальм. Грубе регулювання гальм здійснюється перестановкою важеля 10 в отворах дірчастої вилки 9, а тонке регулювання – обертанням з'єднуючої втулки 7 на гвинті 6.

У трамваї пневматичні гальма відсутні, тому не потрібна пневмосистема, що значно спрощує конструкцію трамвая. В цьому випадку всі гальма електричні.

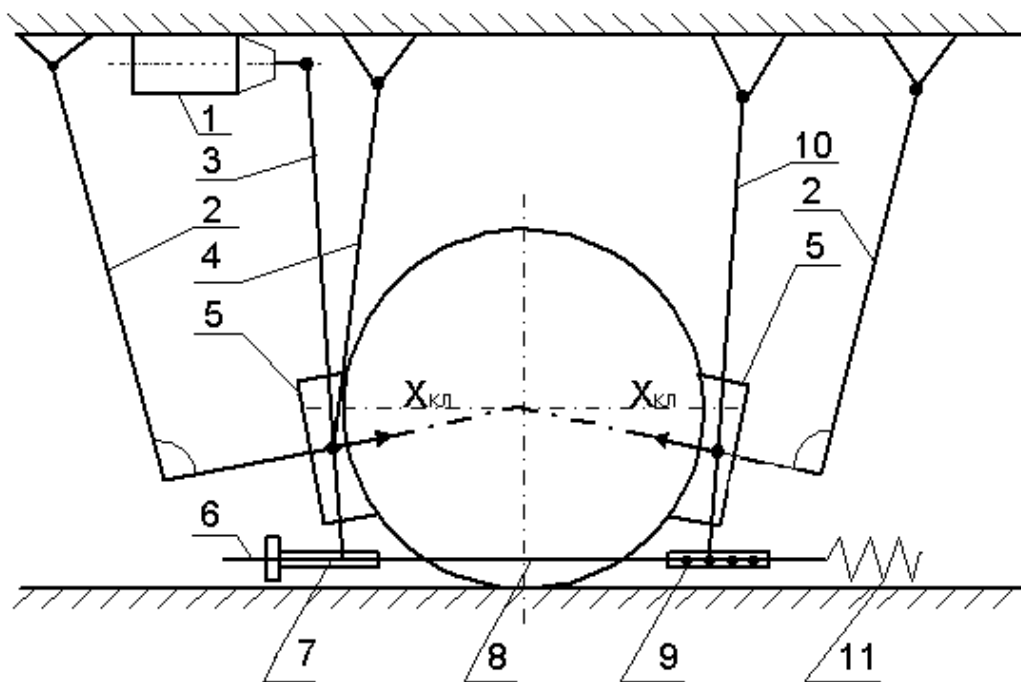


Рис. 10.6 – Схема колісно-колодкової системи гальм вагонів метрополітену серій Д і Е

10.3. Основні елементи гальмової системи тролейбуса

Вивчення гальмової системи (рис. 10.7) можливе на прикладі пневмосистеми найбільш розповсюдженого на Україні тролейбуса ЗиУ–9 і його наступника марки "Тролза" [3].

Головним елементом системи є компресор 1 з електроприводом 2. Він призначений для стиснення повітря (докладніше див. нижче). Компресор обладнаний запобіжним клапаном 3, що призначений для захисту пневмосистеми тролейбуса від надмірного підвищення тиску у випадку несправності регулятора тиску 7. Запобіжний клапан спрацьовує при підвищенні тиску більше 0,9 мПа.

Регулятор тиску 7 підтримує тиск у пневмосистемі в межах 0,8 – 0,65 мПа. При підвищенні тиску більше ніж 0,8 мПа регулятор вимикає електродвигун компресора, а при зниженні тиску менше за 0,65 мПа – вмикає його і компресор подає стиснене повітря в систему.

Гальмовий кран 8 є основним повітророзподільним механізмом гальмової системи й існує для подачі стисненого повітря з гальмових резервуарів 13 (ресиверів) до гальмових виконавчих механізмів 9 (гальмових циліндрів або гальмових камер). Він керується лівою педаллю водія.

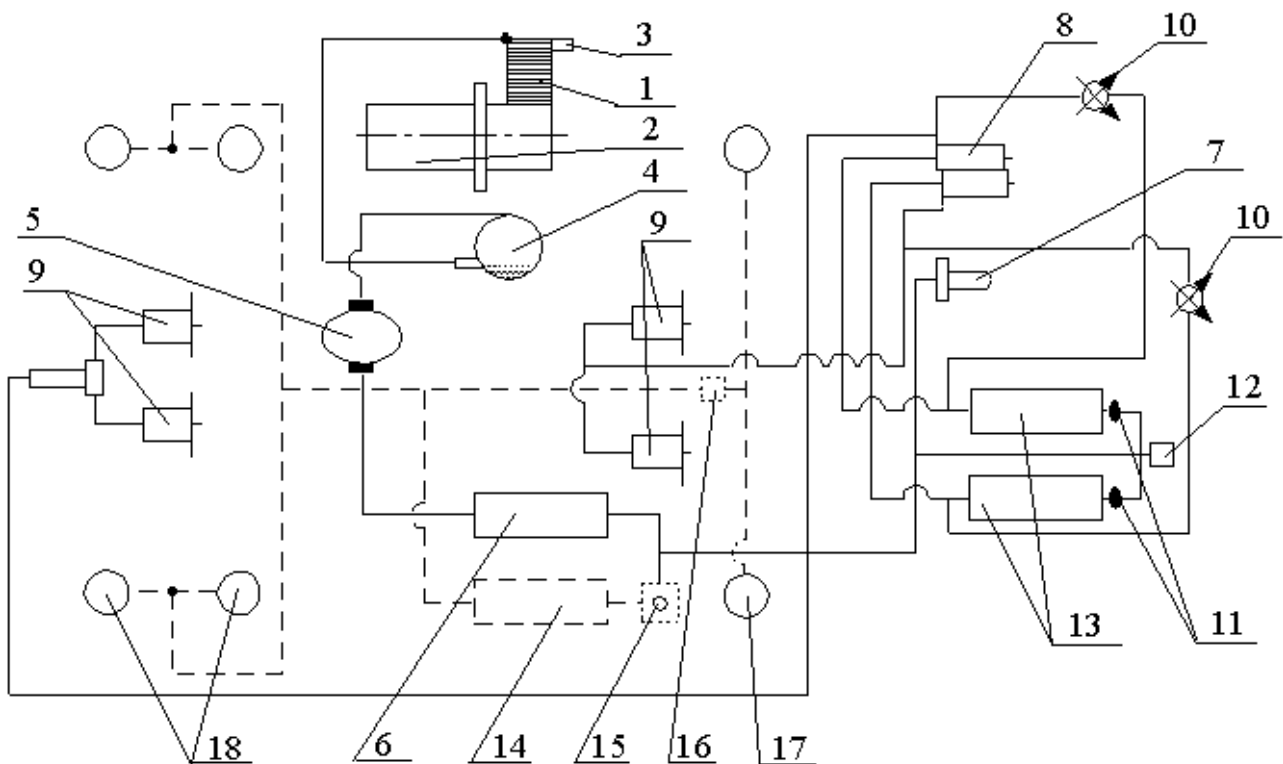


Рис. 10.7 – Схема пневмообладнання тролейбуса ЗиУ–9:

1 – компресор; 2 – електричний двигун приводу компресора; 3 – запобіжний клапан; 4 – маслотовловіддільник; 5 – антизаморожувач; 6 – головний гальмовий резервуар; 7 – регулятор тиску; 8 – гальмовий кран водія; 9 – гальмові циліндри; 10 – манометри; 11 – зворотні клапани; 12 – буксирний клапан; 13 – гальмові резервуари контурів гальм переднього і заднього мостів; 14 – резервуар системи пневмопідвіски; 15 – редуктор тиску; 16 – регулятор рівня підлоги; 17 – пневморесори переднього моста; 18 – пневморесори заднього моста (позиції 14–18 стосуються системи пневморесорного підвішування (див. розділ "Ресорне підвішування"))

Гальмовий механізм призначений для перетворення сили тиску стисненого повітря в гальмове зусилля коліс тролейбуса. Їх може бути два види: поршневий і діафрагмовий. Залежно від цього силовий орган називається гальмовим циліндром (рис. 10.8, а) або гальмовою камерою (рис. 10.8, б). Останній варіант більш сучасний, але обидва вони механізми прямої дії, тобто створюють гальмову силу при дії стиснутого повітря.

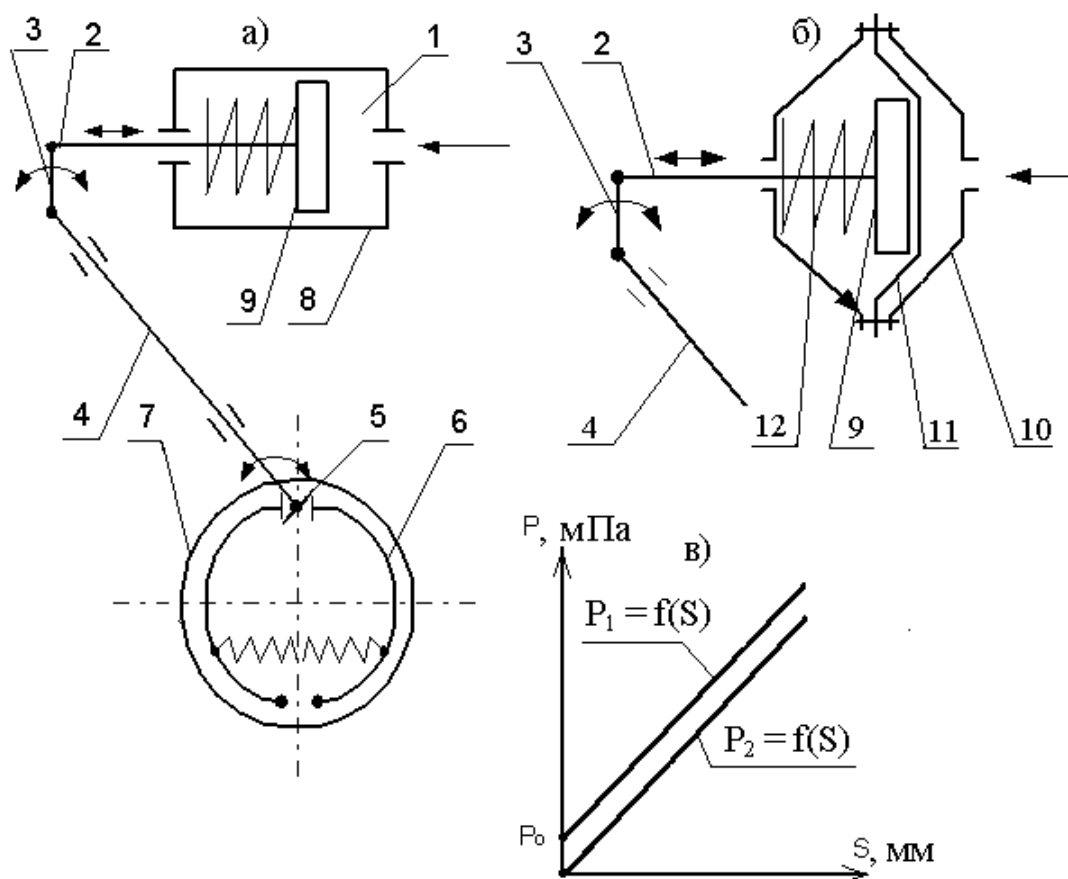


Рис. 10.8 – Схеми (а і б) і графіки (в) роботи гальмового механізму поршневого й діафрагменного типів

Гальмовий механізм тролейбуса ЗіУ–9 (див. рис. 10.8, а) складається з силових органів 1 (гальмовий циліндр 8, поршень 9), що сприймають тиск повітря й діють на вихідний шток 2. Шток повертає важіль 3, вал 4 і поворотний кулак 5, що розводить гальмові колодки 6, притискаючи останні до гальмових барабанів 7 коліс [3].

Головною позитивною характеристикою гальмового циліндра є великий хід поршня, що не потребує тонких регулювань системи приводу, а негативною є:

- наявність тертя й зменшення сили дії, особливо при поганому змащенні;
- наявність початкової несприятливості тиску P_0 і вплив нещільності елементів тертя. Про це свідчить графік залежності тиску P_1 від ходу поршня S (рис. 10.8, в).

Останнім часом застосовують більш сучасну систему гальмового механізму

му – гальмову камеру (рис. 10.8, б). Вона складається: з самої камери 10, поршня 9, підпружиненого пружиною 12 й гумовокордової діафрагми 11.

Позитивними сторонами такого гальмового механізму є:

- відсутність втрат на тертя від нещільності, й високий ККД завдяки малому опору;
- малий знос, висока довговічність, мала початкова нечутливість (на графіку залежності $P = f(S)$ відсутня зона P_0 , (рис. 10.9,б);
- простота, мала трудомісткість промислового виробництва й технічного обслуговування.

Негативні сторонами гальмової камери:

- малий хід штока;
- пошкодження діафрагми в місцях перегину.

10.4. Розрахунок гальмового механізму на нагрів

Розрахунок ведеться за рівнянням теплового балансу гальмового механізму при одиничному гальмуванні:

$$M_i(1 + \gamma) \frac{V_{T1}^2 - V_{T2}^2}{2} = M_6 \cdot c \cdot T_n + F_6 \cdot \int_0^t K \cdot T_n \cdot dt, \quad (10.2)$$

де $M_i = \frac{G_i}{g}$ – розрахункова маса тролейбуса, що припадає на розглянуту

вісь чи колесо при гальмуванні, кг, при G_i – розрахункове вертикальне навантаження і-тої осі, кН;

$(1 + \gamma)$ – коефіцієнт інерції обертових мас;

V_{T1}, V_{T2} – початкова і кінцева швидкість гальмування тролейбуса, м/с;

M_6 – маса гальмових барабанів і зв'язаних з ними деталей, що нагріваються, кг;

c – теплоємність матеріалу гальмового барабана (для сталі й чавуну $c = 0,525$ Дж/кг $^{\circ}$ C);

T_n – підвищення температури гальмового барабана над температурою навколишнього повітря, $^{\circ}$ C;

F_6 – поверхня охолодження гальмового барабана;

K – коефіцієнт теплопередачі між гальмовим барабаном і повітрям;

t – час гальмування, с;

Якщо зневажити випромінюванням тепла (при інтенсивному короткочасному гальмуванні) до навколишнього середовища, з рівняння (10.2) можемо знайти підвищення температури гальмового барабана за одне гальмування буде дорівнювати:

$$T_n = \frac{M_i \cdot (1 + \gamma) \cdot (V_{T1}^2 - V_{T2}^2)}{2M_6 \cdot c} \quad (10.3)$$

З експериментальних даних для нормальної роботи гальмових накладок збільшення температури гальмового барабану за одне гальмування не повинно перебільшити 15°C . Інтенсивність тепловіддачі гальмового барабана в повітря визначають розмірами його поверхні й коефіцієнтом тепловіддачі, що залежить від його конструктивного компонування в гальмовому механізмі й гальмового механізму відносно інших вузлів ходової частини.

Зменшення нагріву гальм забезпечують за рахунок збільшення поверхні охолодження оребрінням гальмових барабанів, використанням барабанів з алюмінієвого сплаву, які відрізняються високою питомою теплоємністю та іншими конструктивними даними.

10.5. Принцип дії та розрахунок компресора

Компресор – це пристрій для стиснення й нагнітання повітря до пневмомагістралі тролейбуса. Він, як правило, являє собою машину з зворотно-поступальним рухом поршня 1 в циліндрі 2 (рис. 10.9).

Принцип роботи компресора розглянемо за індикаторною діаграмою, тобто функцією тиску P в циліндрі від ходу поршня h ($P = f(h)$). З ходом поршня 1 зліва направо в циліндрі 2 створюється розрядження і відкривається впускний клапан 3. Процес наповнення циліндра повітрям характеризується кривою (d–a). Коли поршень рухається вліво – відбувається стиснення, яке характеризує крива (a – в). Процес стиснення визначається умовами теплообміну між газом і

стінками циліндра. Збільшення тиску повітря виникає до тих пір, доки воно не стане більше P_2 . Тоді відкривається нагнітаючий клапан 4 і здійснюється процес виштовхування – крива (в–с).

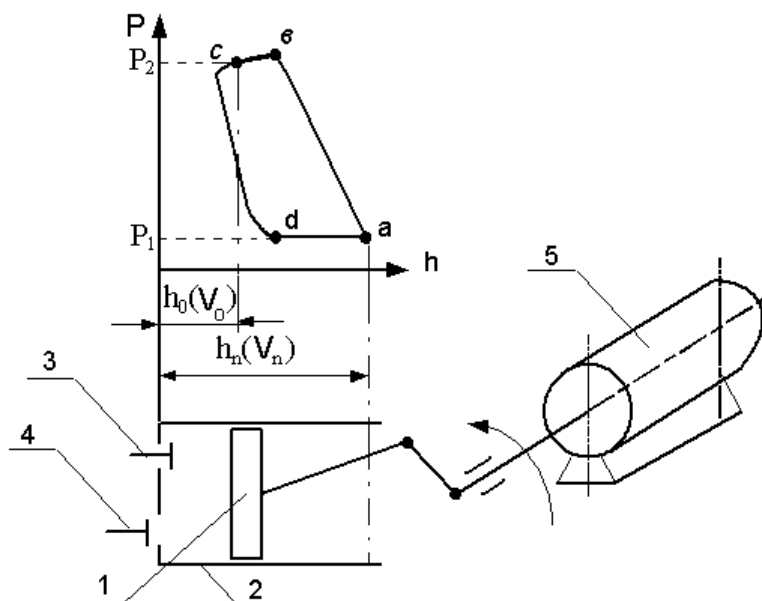


Рис. 10.9 – Діаграма залежності тиску P від ходу поршня h компресора

При зворотному русі поршня повітря, що лишилося в мертвому просторі V_0 циліндра при h_0 , розширюється політропно і тиск падає (с – d). Нагнітаючий клапан при цьому закритий. Як тільки тиск повітря в циліндрі стане нижчим за P_1 , відкриється впускний клапан і почнеться знову процес наповнення. Однак, як видно з діаграми, цей процес із-за впливу мертвого об'єму V_0 , почнеться з точки d, а не з крайнього лівого положення, що знижує наповнення циліндра повітрям і зменшує продуктивність компресора. Тому мертвий об'єм (5 –10 % від повного V_n при h_n) прагнуть скоротити. Після підвищення тиску в пневмосистемі до заданого рівня компресор за допомогою регулятора тиску вимикається.

При наявності регулятора тиску можливі 4 варіанти відключення компресора: 1) з'єднання нагнітаючої магістралі з атмосферою через розвантажуючий клапан регулятора; 2) подача стисненого повітря в розвантажуючий пристрій, що зупиняє стиснення шляхом примусового відкриття впускного чи спеціального розвантажувального клапана; 3) подача тиску чи електричних сигналів до муфти, що вимикає компресор від приводу; 4) відключення живлення електро-

двигуна.

На тролейбусах застосовують останній варіант. Компресори марок ЕК–4 (ЗіУ–9) – одноступеневі, двоциліндрові. Розташування циліндрів – горизонтальне, однорядне з повітряним охолодженням, барботажним змащенням. Для зниження швидкості обертання застосовують двохступеневий редуктор.

Теоретичну продуктивність компресора розраховують за формулою

$$Q_T = Fhn, \text{ м}^3/\text{хв}, \quad (10.4)$$

де F – площа поршня, м^2 ;

h – хід поршня, м ;

n – число обертів вала, хв^{-1}

Дійсна продуктивність:

$$Q_d = Q_T h, \quad (10.5)$$

де $h = 0,9 \div 0,95$ – коефіцієнт подачі, що враховує витоки повітря.

Останній залежить від технічного стану компресора, коефіцієнта дроселювання, коефіцієнта підігріву повітря, що всмоктується.

Робота стиску 1 кг повітря від атмосферного тиску P_o до тиску стиску P_k

$$L = \int_{P_o}^{P_k} V dP. \quad (10.6)$$

При ізотермічному стиску в циліндрі компресора об'єм V і тиск P підпорядковується закону термодинаміки:

$$PV = RT = \text{const}, \quad (10.7)$$

де R – газова постійна;

T – температура процесу стиснення.

Після підстановки (10.7) рівняння в (10.6) і проінтегрувавши від P_o до P_k , отримаємо рівняння для роботи ізотермічного стиску.

$$L_{iz} = 2,303RT \cdot \log \frac{P_k}{P_o}. \quad (10.8)$$

Потрібну потужність для забезпечення необхідної вагової продуктивності G_k з урахуванням того, що 1 кВт є еквівалентом 102 кг/с, визначають так:

$$N_{iz} = \frac{L_{iz} \cdot G_k}{102 \cdot 60}, \text{кВт.} \quad (10.9)$$

Контрольні запитання

1. Яке призначення гальмування, які існують його види?
2. Які існують режими гальмування та види гальм безрейкового рухомого складу?
3. Які основні класифікаційні ознаки гальм?
4. Які основні елементи входять до системи гальмування трамвая і тролейбуса, яке їх призначення?
5. Яке призначення мають окремі елементи гальмової системи тролейбуса, який принцип їх дії?
6. Які принципи дії виконавчих механізмів гальмової системи?
7. Які позитивні і негативні якості мають гальмові циліндри і камери?
8. Який принцип дії компресора і яке призначення його основних елементів?
9. Що таке «індикаторна діаграма робочого процесу компресора» і як її можна проаналізувати?
10. Як розрахувати необхідну потужність компресора?
11. Згідно з яким рівнянням ведуть розрахунок гальмового механізму на нагрів?
12. Як можна порівняти характеристики дискового і барабанного гальм транспортних засобів?
13. Яка сфера застосування стисненого повітря на рухомому складі?

11. ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ (ДВЗ)

11.1. Основи роботи ДВЗ

Поршневі двигуни внутрішнього згоряння відносяться до того класу теплових двигунів, у яких хімічна енергія палива перетворюється в теплову безпосередньо всередині робочого циліндра. В результаті хімічної реакції палива з киснем повітря, що надходить у циліндр, утворюються газоподібні продукти згоряння з високими тиском і температурою. Перетворення отриманої теплової енергії в механічну здійснюється за допомогою передачі роботи розширення продуктів згоряння на поршень, поступально–зворотний рух якого перетворюється за допомогою шатунного механізму в обертальний на колінчатому валу двигуна.

Створюваний колінчатим валом крутний момент, робить корисну роботу, переборюючи опір зовнішнього навантаження.

Передбачений конструкцією двигуна газорозподільний механізм дозволяє здійснювати періодичне відкриття і закриття впускних і випускних органів, що забезпечують своєчасне заповнення циліндра свіжим зарядом повітря і видалення газів, що відпрацювали, а система паливоподачі – упорскування палива в циліндр.

Здійснення комплексу зазначених вище послідовних процесів, що періодично повторюються в кожному циліндрі і зумовлюють роботу двигуна, називається робочим циклом.

Високі температури процесу згоряння, що досягають $1800 - 2000^{\circ}\text{K}$, не є перешкодою для надійної роботи двигуна, тому що процес згоряння палива відбувається періодично, а стінки циліндра охолоджуються водою (чи повітрям).

Значний температурний перепад між найбільшою температурою газів при згорянні і найменшій їхній температурі наприкінці процесу розширення (близько $800 - 1000^{\circ}\text{K}$) обумовлює одержання високого коефіцієнта корисної дії робочого циклу.

Застосовуваний у двигунах спосіб використання хімічної енергії палива є

одним з найбільш раціональних, тому що дозволяє обійтися при здійсненні робочого циклу без будь-якого проміжного робочого тіла (наприклад, пару), виробництво якого вимагає наявності додаткових агрегатів (казан, конденсатор, пароперегрівник), і, крім того, призводить до неминучої додаткової втрати деякої частини хімічної енергії палива.

Незважаючи на наявність досить значних теплових втрат (в основному з відпрацьованими газами і в охолоджуюче циліндр середовище), сучасні двигуни внутрішнього згоряння й особливо двигуни із самозапалюванням палива чи так звані дизелі є найбільш економічними серед інших видів теплових двигунів, а отже, і найбільш досконалими.

11.2. Класифікація ДВЗ

Двигуни внутрішнього згоряння можуть бути поділені за наступними основними ознаками.

За способом здійснення робочого циклу:

- чотиритактні (Ч), в яких робочий цикл здійснюється за чотири ходи поршня, що відповідають двом оборотам колінчатого вала;
- двотактні (Д), в яких робочий цикл здійснюється за два ходи поршня, що відповідають одному обороту колінчатого вала.

Під тактом мають на увазі частину робочого циклу, що протікає в інтервалі між двома суміжними точками мінімального і максимального обсягів робочого циліндра. У зв'язку з зазначеними особливостями здійснення робочих циклів конструктивне оформлення чотирьох- і двотактних двигунів різне.

За способом дії:

- простої дії (Ч і Д), в яких робочий цикл відбувається в одній тільки верхній порожнині циліндра (мають переважне поширення);
- подвійної дії (ДД), в яких робочий цикл відбувається в двох порожнинах циліндра: верхній (над поршнем) і нижній (під поршнем).
- двотактні з протилежно рухомими поршнями (ПДП), що є, власне кажучи, двома 2–тактними двигунами простої дії з загальною камерою згоряння (мають обмежене застосування).

За способом наповнення робочого циліндра:

– без наддування, в яких усмоктування робочої суміші чи повітря здійснюється безпосередньо робочим поршнем (чотиритактні), чи заповнення циліндра відбувається продувним повітрям з тиском, необхідним лише для здійснення процесу зміни заряду (двотактні);

– з наддуванням, в яких робоча суміш чи повітря подають в циліндр з підвищеним тиском з особливого наддувного агрегату (чотиритактні), чи продувку циліндра здійснюють повітрям підвищеного тиску, що забезпечує як зміну заряду, так і збільшення його ваги.

Під наддуванням мають на увазі збільшення кількості (ваги) свіжого заряду за рахунок підвищення тиску на впуску, а отже, і збільшення щільності заряду.

За родом застосовуваного палива:

– легкого рідкого палива (бензин, бензол, гас, спирт);

– важкого рідкого палива («дизельне» паливо, моторне паливо, мазут, солярова олія, газолін);

– газоподібного палива (гази – генераторний, природний, стиснутий, зріджений);

– газорідинні (основне паливо – газ, запальне паливо – рідке);

– багатопаливні, що працюють на різноманітному асортименті рідких палив, від легких до важких;

– пилоподібного палива, в яких тверде паливо (вугілля) підводять до системи сумішоутворення в здрібненому стані і розпилюють стисненим повітрям.

За способом сумішоутворення:

– з внутрішнім сумішоутворенням, в яких робоча суміш утворюється всередині робочого циліндра в результаті розпилювання палива, що впорскується в циліндр насосом під високим тиском – усі двигуни із самозапалюванням палива (дизелі), а також легкого палива, що мають безпосереднє упорскування палива в циліндр;

– із зовнішнім сумішоутворенням, в яких пальна суміш, що складається з парів рідкого легкого палива з повітрям чи з газу з повітрям, утворюється поза

робочим циліндром: усі двигуни – карбюраторні, а також газоподібного палива з запалюванням від іскри.

Під сумішоутворенням мають на увазі процес готування пальної суміші з метою підготовки до спалювання в двигуні.

Під робочою сумішшю мають на увазі суміш свіжого заряду (повітря і розпиленого палива – у двигунах із внутрішнім сумішоутворенням) з газами, що залишилися в циліндрі після завершення робочого циклу (так звані «залишкові» гази).

За способом запалення робочої суміші:

- із самозапалюванням палива (дизелі), в яких рідке паливо, що впорскується в камеру згоряння, самозаймається завдяки досить високій температурі, отриманій наприкінці процесу стиску;

- з примусовим запалюванням, в яких запалення пальної суміші відбувається в результаті запалювання її від стороннього джерела (електричної іскри) – всі карбюраторні й газові двигуни;

- зі змішаним запаленням, в яких запалення робочої суміші відбувається під впливом, з одного боку, температури стиснутого повітря (недостатньої для самозапалювання), а з іншого боку – під впливом розпечених стінок камери чи стиску особливого запальника («калоризатора») – усі так звані калоризаторні двигуни;

- з комбінованим запаленням, що, наприклад, працюють за «газорідним» процесом, в яких паливна газова суміш примусово запалюється за рахунок самозапалювання рідкого запального палива, чи так звані «газодизелі».

За родом робочого циклу:

- з підведенням тепла при майже постійному обсязі – всі двигуни, що мають низький ступінь стиску і примусове запалювання палива (карбюраторні й газові);

- з підведенням тепла при майже постійному тиску – всі двигуни, що мають високий ступінь стиску із пневматичним (повітряним) розпилюванням палива і з самозапалюванням – усі так звані «компресорні дизелі»;

– зі змішаним підведенням тепла, в яких процес підведення тепла сприймається таким, що проходить частково при постійному об'ємі і частково при постійному тиску – усі сучасні двигуни з високим ступенем стиску з безпосереднім упорскуванням рідкого палива та із самозапалюванням (дизелі).

Під ступенем стиснення ϵ мають на увазі відношення повного обсягу циліндра V (сума обсягу простору стиску V_c і робочого обсягу циліндра V_s) до обсягу простору стиску V_c (коли обсяг робочого тіла досягає мінімуму).

Під робочим обсягом циліндра V_s мають на увазі обсяг циліндра, що звільняється поршнем при переміщенні його від положення мінімального обсягу до положення максимального обсягу.

За конструктивним виконанням (основні ознаки):

– тронкові, в яких роль направляючої виконує тронкова частина робочого поршня;

– з повзунами, так звані "крейцкопфні" (К), в яких роль направляючої замість поршня виконує повзун, що ковзає по паралелях;

– з вертикальним розташуванням циліндрів;

– з горизонтально розташованими циліндрами;

– однорядні, з розташуванням циліндрів в один ряд, у яких осі циліндрів паралельні і розташовані в одній площині;

– дворядні з паралельним розташуванням рядів (здвоєні) чи з розташуванням рядів під визначеним кутом (V-образні);

– багаторядні з розташуванням циліндрів під різними кутами (X-образні, H-образні, W-образні й інші швидкохідні й легкі типи двигунів;

– зіркоподібні однорядні з радіальним розташуванням циліндрів, що лежать в одній площині – швидкохідні ДВЗ;

– зіркоподібні багаторядні з паралельно розташованими рядами – швидкохідні ДВЗ, що мають, як правило, горизонтальне розташування колінчатого вала і, як виключення, – вертикальне;

– з протилежно рухомими поршнями з одним, двома чи більше колінчатими валами (в залежності від розташування рядів), з'єднаними між собою зубча-

стою передачею.

За напрямком обертання колінчатого вала:

- нереверсивні, що мають один постійний напрямок обертання;
- реверсивні, в яких зміна напрямку обертання здійснюється особливим реверсивним механізмом, що змінює фази газорозподілу;
- правої моделі (так звані «праві»), в яких напрямок обертання відбувається за годинниковою стрілкою;
- лівої моделі (так звані «ліві»), в яких напрямок обертання відбувається проти годинникової стрілки.

За середньою швидкістю поршня двигуни умовно поділяються на тихохідні – із середньою швидкістю поршня менш 6,5 м/с і на швидкохідні – із середньою швидкістю поршня 6,5 м/с і більше.

11.3. Сфера застосування ДВЗ

Двигуни внутрішнього згоряння одержали винятково широке поширення в найрізноманітніших галузях народного господарства, таких як: водний транспорт (головні і допоміжні двигуни на судах); авіаційний транспорт (літаки, вертольоти); залізничний транспорт (тепловози, мотовози); безрейковий транспорт (автомобілі, трактори); рибна промисловість (головні й допоміжні двигуни на судах); дорожня й будівельна індустрія (екскаватори, катки, пересувні електростанції); сільське господарство (МТС, електростанції, комбайни); лісова промисловість (пересувні електростанції, тягачі); нафтова промисловість (лебідки, бурові установки); комунальне господарство (дрібні й середні електростанції, насосні установки).

Основною причиною настільки широкого застосування ДВЗ у найрізноманітніших за призначенням енергетичних установках є те, що агрегатна потужність ДВЗ покриває величезний діапазон потужностей, а також те, що ДВЗ і особливо – дизелі – найбільш економічні серед існуючих теплових двигунів.

Найбільші споживачі два – цивільний і військовий морський і річковий флоти, де двигуни використовуються в якості головних і допоміжних агрегатів.

11.4. Конструкція ДВЗ

Корпус складається з наступних нерухомих основних частин двигуна: картера, циліндрів і кришок. Ці частини повинні бути зв'язані між собою в єдину жорстку систему для запобігання деформації при роботі двигуна під дією сил тиску газів і сил інерції рухомих частин.

Підшипники для колінчатого вала встановлюються в гніздах картера. Підшипники складаються з двох циліндричних напіввкладишів (або одного вкладиша) і кришки, що притискається до рами шпильками або болтами.

Основне призначення картера – зв'язати блок-циліндр з фундаментною рамою і утворити повністю закриту і непроникну для газів і масла порожнину для колінчатого валу і шатунно-поршневого механізму.

Найбільш відповідальною частиною корпуса є верхня частина – блок-циліндри. Блок-циліндри 4-тактних двигунів мають найбільш просту коробчасту конструкцію, що складається безпосередньо з блока з вертикальними перегородками між циліндрами, в яких повинні бути передбачені отвори для перепуску охолоджуючої рідини. Блок-циліндри 2-тактних двигунів мають більш складну конструкцію, оскільки крім порожнин для охолоджуючої рідини, повинні бути оснащені порожнинами для підведення продувочного повітря і відведення випускних газів.

Кришка (головка) циліндрів замикає верхню частину камери згоряння і визначає разом із днищем поршня форму й обсяг камери згоряння (стиску). Кришка циліндра піддається тиску газів і дії високих температур. Зовнішня форма кришки – циліндрична, квадратна, шести – чи восьмигранна. При діаметрі циліндра менше 200 мм звичайно переходять з індивідуальних кришок на блок – кришки, що представляють один загальний виливок для декількох циліндрів чи для всього двигуна.

Поршнева група складається з наступних основних деталей: поршня, поршневих кілець і поршневого пальця. Умови роботи поршня важкі, оскільки крім механічних напружень від тиску газів і сил інерції в поршні виникають температурні напруження внаслідок відводу тепла від нагрітої газами голівки в охолоджуюче середовище.

Раціональна конструкція поршня повинна забезпечити: а) надійне ущільнення камери згоряння від пропуску газів; б) такий відвід тепла від голівки поршня, щоб температура днища і поршневих кілець не перевершили величин, що допускаються; в) надійне змащення направляючої поршня, кілець і пальця; г) видалення надлишків масла, що можуть проникати в камеру згоряння.

Конструкція поршня залежить від типу двигуна, його розмірів, ступеня швидкохідності, обраних матеріалів і способу виготовлення. За конструктивним виконанням розрізняють поршні простої і подвійної дії.

У голівці розміщують канавки для поршневих кілець, кількість яких залежить від швидкохідності двигуна й тиску в камері згоряння. Поршневі кільця поділяються на ущільнювальні (компресійні) і маслоснімні.

Ущільнювальні кільця служать для запобігання прориву газів з камери згоряння в картер, а також для відводу тепла від голівки поршня в охолоджуючу рідину. Маслоснімні кільця видаляють надлишки масла з дзеркала циліндра, щоб воно не могло проникнути в камеру згоряння.

Поршневі кільця у вільному стані (поза циліндром) мають трохи більший діаметр, ніж циліндр, завдяки чому, будучи стиснутими і вставленими в циліндр, вони натискають на його стінку.

Поршневий палець з'єднує поршень з шатуном. Шатун служить для передачі на шатунну шийку колінчатого вала зусилля від тиску газів на поршень. Шатун складається з верхньої (поршневий) голівки, стрижня, нижньої голівки і шатунних болтів. Шатун повинен забезпечувати необхідну міцність і твердість конструкції при мінімальній її вазі і надійній роботі підшипників верхньої і нижньої голівок.

Колінчатий вал є однією з найбільш відповідальних деталей «руху», тому що передає роботу окремих циліндрів у виді змінного крутного моменту на вихідний вал. Шийки колінчатого вала, обертаючись в картерних підшипниках, піддаються зносу. Колінчатий вал складається з корінних і шатунних шийок, щік і сполучних фланців; на валу встановлюють противаги, приводні шестірні, маховики, валоповоротні пристрої й ін.

Основне призначення механізму газорозподілу – керування процесами впуску свіжого заряду і випуску газів, що відпрацювали. Механізм газорозподілу в 4–тактних двигунах складається з розподільного вала з приводом до нього, кулачних шайб (на валу), штовхальників, штанг, важелів, клапанів – впускних і випускних; у 2–тактних двигунах газорозподіл здійснюється самим поршнем через продувні і випускні вікна в циліндрі, чи через вікна (продувка) і клапани в кришці (випуск). Передавальне відношення чисел обертів розподільного вала до колінчатого складає в 4–тактних двигунах 1:2 (тому що відкриття клапанів відбувається один раз за два оберти колінчатого вала), тоді як у 2–тактних – 1:1.

Основними деталями клапанного комплексу є: клапан, корпус клапана, направляюча втулка, пружина і її тарілка. Клапани під час роботи піддаються впливу високих температур, а також значним динамічним навантаженням. Температури впускних клапанів досягають 300–400° С, а випускних – 600–800° С.

Привід клапанів здійснюється від кулачних шайб розподільного вала, розташованого паралельно колінчатому валу уздовж усього двигуна. Як виключення, застосовується привід вихлопних клапанів від шайби, закріпленої на колінчатому валі.

Розподільний вал роблять суцільним або складеним, установлюють на різних опорних підшипниках, залитих антифрикційним сплавом, і забезпечують опорним підшипником, що сприймає зусилля від механізмів приводу.

Контрольні запитання

1. У чому полягає принцип дії двигунів внутрішнього згоряння?
2. Як можна класифікувати двигуни внутрішнього згоряння?
3. Які існують сфери застосування двигунів внутрішнього згоряння?
4. Яку конструкцію мають двигуни внутрішнього згоряння?

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ефремов И.С. Теория и расчет механического оборудования подвижного состава городского электрического транспорта/ И.С. Ефремов, Б.П. Гущо–Малков. – М.: Транспорт, 1970. – 480 с.
2. Ефремов И.С. Троллейбусы. (Теория, конструкция и расчет)/ И.С. Ефремов. – М.: Транспорт, 1969. — 489 с.
3. Максимов А.Н. Городской электротранспорт. Троллейбус/ А.Н. Максимов. – М.: Академия, 2004.– 256 с.
4. Иванов М.Д. Трамвайные вагоны Т–3/ М.Д. Иванов, А.А. Пономарев, Б.К. Иеропольский. М.: Транспорт, 1977. – 240 с.
5. Бондаревский Д.И. Трамвайные вагоны РВЗ–6М2 и КТМ–5М3/ Д.И. Бондаревский, М.С. Черток, А.А. Пономарёв. – М.: Транспорт, 1975 – 256 с.
6. Сооружения, устройства и подвижной состав метрополитена/ под общ. ред. А.С. Бакулина. – М.: Транспорт, 1979. — 240 с.
7. Пономарёв А.А. Подвижной состав и сооружения городского электротранспорта/ А.А. Пономарёв, Б.К. Иеропольский. М.: Транспорт, 1981. — 272 с.
8. Устройство и ремонт электропоездов метрополитена/ под ред. Э.А. Сементовского. М.: Транспорт, 1991. – 335 с.
9. Ефремов И.С. Технические средства городского электрического транспорта/ И.С. Ефремов, В.М. Кобозев, В.В. Шевченко. – М.: Высшая школа, 1985. – 448 с.
10. Медель В.Б. Подвижной состав электрических железных дорог/ В.Б. Медель. – М.: Транспорт, 1974. — 232 с.
11. Павловський М.А. Теоретична механіка/ М.А. Павловський. – К.: Техніка, 2002. – 512 с.
12. Скуріхін І.Л. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з курсу «Механічне обладнання рухомого складу»/ І.Л. Скуріхін, А.В. Коваленко; Харк. нац. акад. міськ. госп-ва. Х.: ХНАМГ, 2007. – 23 с.
13. Бабичков А.М. Тяга поездов и тяговые расчеты/ А.М. Бабичков, П.А. Гурский, А.П. Новиков. – М.: Транспорт, 1971. – 280 с.
14. Правила эксплуатации трамвая и троллейбуса. Утв. 10.12.96 введ. 16.03.97 К.: Госжилкомхоз, 1997. – 103 с.
15. Ваншейдт В.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания/ В.А. Ваншейдт. – Л.: Судпромгиз, 1962. – 544 с.

НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

Конспект лекцій з дисципліни

«Механічне обладнання транспортних засобів»

(для студентів 3–4 курсів усіх форм навчання
напрямку підготовки (6.050702) "Електромеханіка"
спеціальності "Електричні системи і комплекси транспортних засобів").

Автори **КОВАЛЕНКО** Андрій Віталійович

СКУРІХІН Ігор Леонідович

Відповідальний за випуск *В. Х. Далека*

Редактор *Д. Ф. Курильченко*

Комп'ютерне верстання *А. В. Коваленко*

План 2011, поз. 106-Л

Підп. до друку 06.04.2011

Формат 60x841 1/16..

Друк на ризографі

Ум. друк. арк. 5,7

Тираж 50 пр.

Зам. №

Видавець і виготовлювач:

Харківська національна академія міського господарства,
вул. Революції, 12, Харків 61002

Електронна адреса: rectorat@ksame.kharkov.ua

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:

ДК № 731 від 19.12.2001